



SIMULADOR DE LOS CICLOS DE POTENCIA DE UNA TURBINA DE GAS

Doria González, Daniel Darío
Pérez González, Fernando de Jesús

Abuchar Curi, Alfredo Miguel
Director

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR
FACULTAD DE INGENIERÍA
INGENIERÍA MECÁNICA
CARTAGENA DE INDIAS D. T. Y C.
2004

INTRODUCCIÓN

Hoy día la mayoría de los centros educativos y en especial las universidades disponen de un sin numero de opciones o mecanismos - material impreso, recursos audiovisuales, entre otros- encaminados a mejorar el proceso de enseñanza-aprendizaje que se lleva a cabo dentro de cada una de sus aulas y sin lugar a dudas una de las alternativas más viables para lograr el objetivo de la instrucción efectiva del educando lo conforma el Material Educativo Computarizado (MEC), que por su capacidad de interacción, manejo visual y agilización de los procesos, se convierte en la herramienta mas apetecida por el alumnado de nuestros días.

Basados en lo anterior, se ha desarrollado un software educativo, enmarcado en el área de la termodinámica, destinado a realizar un cálculo efectivo de los ciclos de potencia en las turbinas de gas, lo cual le representará al usuario una mayor dinámica y agilización del proceso de evaluación del mismo, de igual manera este software cuenta con un soporte teórico y un material de ayuda al cual el estudiante puede recurrir para aclarar las posibles dudas conceptuales y de manejo del programa en caso de ser necesario.

La turbina de gas es una maquina térmica que convierte parte de la energía del combustible en trabajo y que por lo común entrega su energía mecánica a través de un árbol rotatorio. En la turbina de gas común la secuencia básica en los procesos termodinámicos consiste en compresión, adición de calor en un combustor y expansión a través de una turbina. El flujo de gas durante estos cambios termodinámicos es continuo en la sencilla disposición básica del ciclo abierto.

Para lograr el rendimiento global; cada proceso se efectúa en el motor por un componente especializado. El aire para la cámara de combustión se esfuerza en el motor por medio de un compresor. El combustible se mezcla con el aire comprimido y se quema con los combustores. La energía calorífica así liberada se convierte a energía rotatoria en la turbina. Para mejorar la eficiencia pueden agregarse intercambiadores de calor en el escape de la turbina para recuperar energías caloríficas y volverla al medio de trabajo después de la compresión y antes de su combustión.

En plantas de ciclo abierto los productos de la combustión hacen contacto directo con las aspas o alabes de la turbina y la superficie del intercambiador de calor. Para ello se requiere un combustible cuyos productos después de la combustión, estén más o menos libres de cenizas corrosivas y de sólidos residuales que puedan erosionar o formar depósitos en la superficie del motor.

Las diversas disposiciones de los ciclos de las turbinas de gas pueden ser abiertos, cerrados o semicerrados. En la turbina de ciclo abierto no hay recirculación del medio de trabajo; la admisión y el escape están abiertos a la atmósfera. La mayor parte de las turbinas de gas son de este tipo, por tal razón nuestro estudio se centrara en ellos.

1. MARCO TEÓRICO

La primera patente sobre una turbina de gas se debe al ingles John Barber, en 1791. La invención del regenerador se debe al escocés Robert Sterling. En la década de 1870 y hasta nuestros días se ha utilizado la teoría desarrollada por el ingeniero estadounidense Geord Brayton para el análisis de los procesos termodinámicos que constituyen los diferentes ciclos de una turbina de gas. La teoría sobre las turbinas de gas fue completamente desarrollada hacia 1900 pero solo fue hasta 1935 que se logro superar la baja eficiencia de los compresores y la limitación de temperaturas impuestas por los materiales desarrollados hasta ese momento y así lograr construir una turbina de gas practica.

El desarrollo del superturbocargador está asociado con el nombre del Dr. Sanford A. Moss en los Estados Unidos y con Buchi en Suiza. Antes de la segunda guerra mundial el suizo construyo plantas de turbinas de gas para aplicaciones industriales. La aplicación mas importante en los Estados Unidos por esa época fue el proceso houdry para el cracking de los productos del petróleo. En 1936 Hans Von Ohain recibió una patente sobre un motor de chorro, que desarrollaba un empuje de 4900 Newton. El ciclo de la turbina de gas no llamo la atención del publico en general hasta después de la segunda guerra mundial, con la aparición del motor turbo jet.

Las plantas de gas con su gran ventaja de peso, tamaño y forma, a pesar de su baja economía de combustible, han desplazado prácticamente al motor de pistón en el campo de la propulsión en la aviación civil y militar. En este campo se ven nuevos avances, los cuales hacen que el motor se haya perfeccionado para mejorar su economía de combustible y su confiabilidad así como reducir considerablemente los problemas de ruido.

En el campo de las plantas estacionarias, así como en transporte terrestre y marítimo, la turbina de gas es competitiva en aquellos sistemas en los cuales el motor diesel resulta demasiado grande y la turbina de gas demasiado pequeña. Esto se da en el rango de los 2500 a los 25000 kilovatios. Dentro de esto se incluye la aplicación en locomotoras, pequeñas centrales de fuerza, estaciones de bombeo aisladas, y plantas de potencia en barcos de tamaño moderado a pequeño. Incluso, hoy día existen grandes tanqueros que operan con refinados sistemas de turbina de gas acoplados a motores eléctricos para su propulsión

2. PRINCIPIOS BÁSICOS DE TERMODINÁMICA¹

2.1 SISTEMAS TERMODINÁMICOS.

Sistemas termodinámicos es una región del espacio o una porción del fluido limitada por las fronteras reales o imaginarias que lo separan en nuestra mente de todos los cuerpos exteriores al mismo. El sistema puede ser también el fluido que atraviesa una maquina o parte de el así por ejemplo, en un ciclo cerrado de turbina de gas (TG) se puede escoger como sistema el aire combustible que realiza este ciclo; o bien puede escogerse como sistema la turbina de gas o solamente la región que tiene por frontera la superficies que limitan el flujo en el interior de la turbina: en este ultimo caso los cojinetes, por ejemplo, serian exteriores al sistema; mientras que en el caso en que el sistema considerado la turbina, no. Las leyes termodinámicas se han de cumplir en todo sistema. Definido el sistema en termodinámica se emplea el siguiente convenio de signos: El calor Q es positivo si se comunica calor al sistema (por ejemplo una cámara de combustión), y negativo si el sistema sede calor al exterior (por ejemplo, en una turbina de gas). Por el contrario el trabajo W es positivo si lo realiza el sistema (por ejemplo en una turbina), negativo si se realiza sobre el sistema (por ejemplo, en un compresor).

2.1.1 Sistemas termodinámicos abiertos y cerrados.

2.1.1.1 Sistemas cerrados. Sistema cerrado es aquel en que el flujo de masa del exterior al interior o viceversa del sistema es nulo. El flujo de energía en forma de calor o de trabajo puede o no ser nulo; pero en los sistemas cerrados cuyo

¹ Mataix, Claudio. Turbómaquinas Térmicas, turbinas de vapor turbinas de gas turbo compresores. Pag 37-78; 713-768

estudio ofrece interés no lo es. Un caso particular de sistema cerrado es el sistema aislado térmicamente en que además de flujo nulo de masa se postula flujo nulo de calor $dQ = 0$.

2.1.1.2 Sistemas abiertos. Sistema Abierto es aquel en el que hay flujo de masa del interior al exterior o del exterior al interior del sistema. Además puede haber flujo de energía con la masa o sin ella (en forma de calor (Q) o de trabajo (W)).

2.2 ESTADOS DE EQUILIBRIO DE UN FLUIDO Y PROCESOS TERMODINÁMICOS.

Las transformaciones de energía que tienen lugar en una máquina de fluido se realizan por intermedio de un fluido, llamado por eso *fluido de trabajo o medio*, que recibe, almacena y cede energía en diversas formas. Esto se realiza mediante cambios de estados sucesivos del fluido. El fluido que pasa de un estado de equilibrio a otro, a través de una serie de estados de equilibrio intermedios, se dice que realiza un proceso. El sistema puede ser abierto o cerrado, volviendo en este último caso el fluido al estado inicial. Se dice entonces que el fluido ha realizado un ciclo.

El estado de un cuerpo y en particular de un fluido se caracteriza por un valor bien determinado de todas y cada una de sus propiedades: presión, densidad, etc... En el estado de equilibrio el estado del cuerpo es el mismo en toda la masa de fluido considerada.

En el estudio de los procesos que tienen lugar en las máquinas térmicas supondremos en primera aproximación que la composición química del fluido no varía; aunque haya adición de combustible.

2.3 PROPIEDADES FUNDAMENTALES DE LOS FLUIDOS

Entre las propiedades que caracterizan el estado de un fluido hay tres que se denominan fundamentales, a saber: la presión, la temperatura y el volumen específico. Se llaman fundamentales porque se prestan a medición directa y fácil: la presión mediante manómetros, la temperatura mediante termómetro, y el volumen específico por pesada y medición de las dimensiones geométricas de recipiente.

El estado de un cuerpo queda unívocamente determinado por dos propiedades, que sean entre si independientes. Así, por ejemplo, para determinar el estado de un cuerpo no basta fijar su densidad y su volumen específico, porque no son propiedades independientes (el volumen específico es recíproco de la densidad).

Dadas pues, dos variables independientes queda definido el estado de un fluido, siendo las restantes propiedades funciones de aquellas dos. Siendo x, y dos propiedades termodinámicas cualesquiera y z una tercera propiedad, la ecuación $z = f(x, y)$ representa una superficie. Si x, y, z representan las tres propiedades fundamentales p, v, T dicha ecuación se llama **Ecuación de Estado**, como dado un punto en el plano x, y queda definido z , y Z puede ser cualquier propiedad, las propiedades termodinámicas se denominan funciones de punto.

Ecuación de Estado de un gas ideal $Pv = RT$ (2-1)

Donde: $P = \text{presión}, v = \text{volumen específico}, T = \text{temperatura}$
 $R = \text{constante universal de los gases}$

Una línea cualquiera contenida en la superficie $z = f(x, y)$ representa un proceso. En termodinámica se prefiere utilizar en vez de la representación gráfica tridimensional la representación bidimensional. Pueden utilizarse como coordenadas dos propiedades cualesquiera; siendo los planos p, v (presión, volumen específico), Ts (temperatura – entropía) y hs (entalpía- entropía) los

preferidos en el estudio de las Maquinas Térmicas. En un plano termodinámico cualquiera, por ejemplo el plano pv , un punto representa un estado. Las líneas caracterizadas por un valor constante de una propiedad, por ejemplo, de la temperatura (líneas isothermas) en el plano pv son la proyección ortogonal de la intersección de la superficie $T = f_1(p, v)$ con los planos paralelos al plano pv , de ecuación $T = C$; así como las líneas de $s = C$ (líneas isentrópicas) en el mismo plano se obtienen proyectando las intersecciones de la superficie $s = f_2(p, v)$ con los planos ecuación $s = C$ y así sucesivamente.

Sólo los estados y procesos de equilibrio pueden ser representados en un plano termodinámico. Así el proceso de expansión del gas encerrado en un cilindro sólo puede representarse en el plano pv , así cada estado intermedio de la expansión es un estado de equilibrio, es decir, si en cada estado intermedio tanto la presión como el volumen específico tienen el mismo valor en toda la masa de gas. De lo contrario a cada porción del gas correspondería un punto distinto en el diagrama. Los procesos reales no son procesos de equilibrio, pero se estudian hipotéticamente como si lo fueran.

Esta hipótesis, que en cierto sentido es paralela al método unidimensional que utilizaremos en el estudio de las turbo maquinas (TM), asignando en cada sección transversal a toda la corriente los valores medios de la presión, velocidad, etc..., sólo se realiza en las transformaciones ideales reversibles.

Si en cada estado del proceso la presión es la misma en toda la masa, se dice que el fluido está en equilibrio mecánico, y si la temperatura es la misma se dice que el fluido está en Equilibrio Térmico. Ahora bien, si la presión y temperatura son iguales, las restantes propiedades o funciones del punto también lo serán. Por tanto la condición necesaria y suficiente para que exista un estado de equilibrio es que exista a la vez un equilibrio mecánico y equilibrio térmico.

2.4 ALGUNAS PROPIEDADES

Estas son algunas de las propiedades:

2.4.1 Volumen específico (v). Se define como el volumen por unidad de masa, o el recíproco de la densidad.

$$v = \frac{V}{m} \quad (2-2)$$

Donde: $v = \text{volumen específico}$, $V = \text{volumen}$, $m = \text{masa}$.

2.4.2 Presión (P). Se define como la fuerza normal ejercida por un sistema sobre un área unitaria de su frontera, la presión varía de un lugar a otro en la frontera del sistema, aun cuando el sistema esté en equilibrio. La mayoría de los instrumentos para la medición de la presión miden la diferencia entre la presión del fluido y la presión de la atmósfera. Esta diferencia se conoce como presión manométrica. La presión absoluta de un fluido se obtiene luego mediante la relación.

$$P_{abs} = P_{man} + P_{atm} \quad (2-3)$$

Donde: $P_{abs} = \text{presión absoluta}$, $P_{man} = \text{presión manométrica}$, $P_{atm} = \text{presión atmosférica}$

Para una presión inferior a la atmosférica, la presión manométrica es negativa, y se aplica el término de Vacío.

2.4.3 Temperatura (T). La temperatura de un sistema es medida del movimiento aleatorio de las moléculas del sistema. La manera como se cuantifica el valor de la temperatura de un cuerpo lo determina la ley cero de la termodinámica, pero primero se debe tener conocimiento de lo que es el equilibrio térmico.

Se dice que dos cuerpos están en **Equilibrio Térmico**, si al estar en contacto a través de una frontera común, no experimentan un cambio de estado.

2.4.4 La ley cero de la termodinámica. Establece: Dos sistemas que se encuentren cada uno de ellos en equilibrio térmico con un tercer sistema, también estarán en equilibrio térmico entre si. En la práctica el tercer sistema es el termómetro, que se lleva con un conjunto de estándares de temperatura y se calibra.

2.5 CONSERVACIÓN DE LA MASA

Para un sistema cerrado se define como una cantidad particular de materia. El sistema siempre contiene la misma cantidad de materia, y no hay materia que cruce las fronteras. Para dos estados cualesquiera

$$m_1 = m_2 \quad (2-4)$$

En la conservación de la masa para un sistema abierto el principal interés es el análisis de los **estados estacionario**; se dice que el flujo que circula a través de un volumen de control es de estado estacionario si las propiedades en una posición dada dentro de las fronteras son constantes con respecto al tiempo.

El gasto másico se define como la variación de la masa con respecto al tiempo $(\partial m / \partial t)$. Se deben de cumplir las siguientes condiciones en un volumen de control.

- El gasto másico de fluido que atraviesa una superficie de control permanece constante.
- La masa total dentro del volumen de control permanece constante respecto al tiempo.

Por lo tanto el gasto másico que entra debe ser igual al gasto másico que sale.

$$\sum \dot{m}_{entrada} = \sum \dot{m}_{salida} \quad (2-5)$$

Este gasto másico se puede expresar en término de las propiedades del fluido y de la geometría de la superficie de control.

$$\dot{m} = \rho * A * Vel \quad (2-6)$$

\dot{m} = *gasto masico*

Sustituyendo (2-6) en (2-5) se llega a la **ecuación de continuidad**.

$$\rho_1 A_1 Vel_1 = \rho_2 A_2 Vel_2 \quad (2-7)$$

Donde: ρ = *densidad*, A = *área*, Vel = *velocidad*

2.6 TRABAJO, CALOR Y ENERGÍA

2.6.1 Trabajo. El concepto de *TRABAJO* (W) que normalmente se introduce es el concepto de trabajo mecánico que se establece como el producto de una fuerza (F) y un desplazamiento (S) de la fuerza, cuando se miden ambas en la misma dirección.

$$W = F \times S \quad (2-8)$$

Donde: W = *trabajo*, F = *fuerza*, S = *desplazamiento*

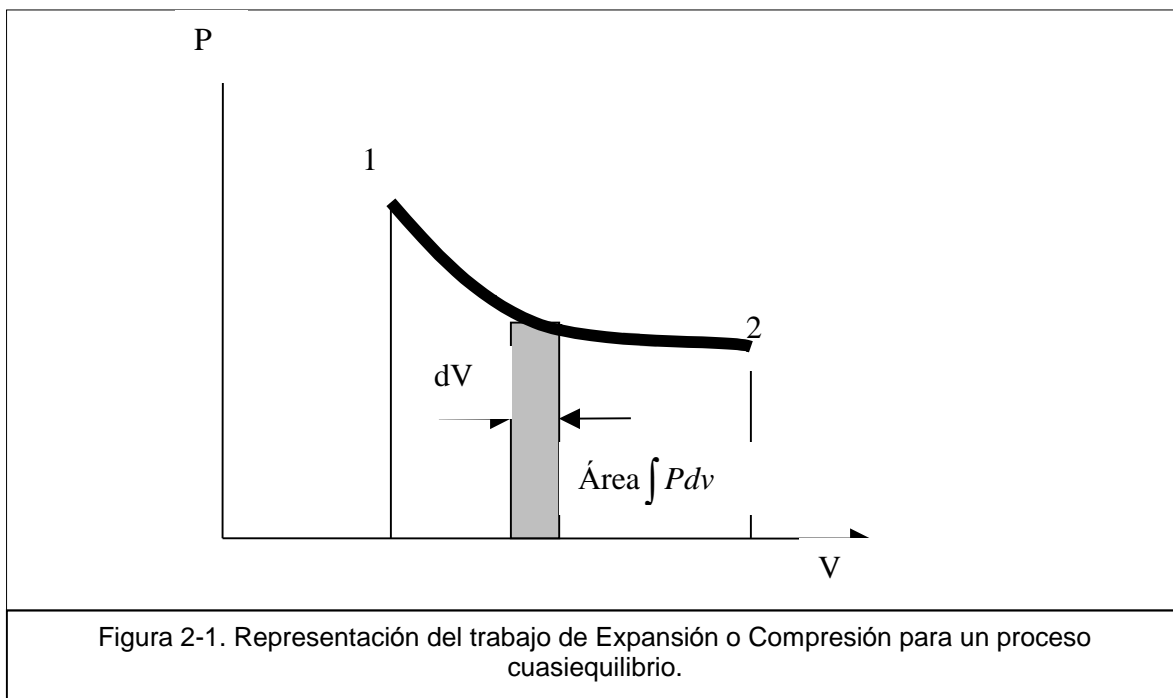
En termodinámica, se define trabajo en un sentido más amplio de sistema y proceso, en lugar de utilizar el concepto de trabajo mecánico. **Trabajo** es la interacción entre un sistema y sus alrededores, y lo desempeña el sistema si el único efecto externo a las fronteras del sistema pudiese consistir en la elevación de un peso. La magnitud de este trabajo está dada por el producto del peso del cuerpo y la distancia que se eleva. Una conversión muy común es que el trabajo realizado por un sistema se expresa como positivo y el trabajo realizado sobre el sistema se expresa como negativo.

La potencia. Se define como la velocidad a la que se hace trabajo, o el trabajo por la unidad de tiempo.

- **Sistema compresible.** Es un sistema cerrado que esta compuesto por una sustancia simple compresible y no involucra efectos de movimiento.
- **Procesos Cuasi equilibrio.** Es aquel durante el cual un sistema queda en equilibrio o infinitesimalmente cercano al equilibrio. Durante este proceso las propiedades deben de ser uniformes a un sistema cerrado, y no pueden haber efectos por fricción. El trabajo de un proceso cuasiequilibrio de un sistema cerrado está dado por:

$$W_{1-2} = \int P dv \quad (2-9)$$

En una grafica del proceso en coordenadas P vs v (ver figura), el área bajo la curva de un punto 1 al 2, representa el trabajo desempeñado por el sistema.



2.6.2 Calor. Si dos cuerpos de temperaturas distintas se ponen en contacto entre sí, y a la vez que están aislados de todos los demás cuerpos, interactúan entre sí de tal forma que la temperatura de uno o ambos cambiara hasta que ambos tengan la misma temperatura. En esa interacción entre los cuerpos o sistemas el resultado de únicamente la diferencia de temperatura entre ellos, lo cual se conoce como **Calor**. El calor se define como la interacción entre un sistema y su entorno, provocada por una diferencia de temperatura de sistema y el entorno.

El calor puede medirse en términos de cambios específicos de estado de cierto sistema estándar. El calor, al igual que el trabajo, es una función de trayectoria (el valor es independiente de la trayectoria que siga). La palabra adiabático significa sin transferencia de calor. Entonces se puede hablar de procesos adiabáticos y sistemas adiabáticos.

2.6.3 Energía. La energía puede describirse como la capacidad de realizar trabajo. Existen muchas formas de energía que deben conocerse, cuando se ha de aplicar la ley de la conservación de la energía, algunas de ellas son:

- **Energía potencial.** Se define como la energía almacenada en un sistema como resultado de su ubicación en el campo gravitacional entre el centro de gravedad del sistema y algún plano de referencia arbitrario.

$$E_p = m \cdot g(z_2 - z_1) \quad (2-10)$$

Donde: E_p = energía potencial, g = aceleración de la gravedad, z = altura ó nivel

- **Energía cinética.** Se define como la energía almacenada en un sistema en virtud del movimiento del sistema y su magnitud está dada por :

$$E_c = \frac{m \cdot Vel^2}{2} \quad (2-11)$$

Donde: E_c = energía cinética

En caso de que no todas las partes del sistema tengan la misma velocidad, la energía estará determinada por la siguiente expresión:

$$E_c = \int \frac{Vel^2 \partial m}{2}$$

Donde Vel es la velocidad de cualquier elemento de masa ∂m y la integración se debe realizar en la totalidad del sistema.

- **Energía interna.** Es la energía almacenada dentro del sistema y se representa mediante el símbolo U o u . Por consiguiente se considera la energía interna la suma de la energía cinética y potencia de las moléculas, esto cuando hay ausencia de reacciones químicas. En un proceso que involucre reacciones químicas, la variación de la energía interna está relacionado con los cambios en la estructura interna de las moléculas.

La introducción de la energía interna permite determinar una ecuación más general para el **cambio total de la energía almacenada en un sistema.**

$$\Delta E = \Delta U + \Delta E_c + \Delta E_p + \Delta_{Magnetica} + \Delta_{Superficie} + \Delta_{electrica}$$

En ausencia de efectos eléctricos, magnéticos y de superficie la energía puede evaluarse como

$$E = U + \frac{m \cdot Vel^2}{2} + m \cdot g \cdot z \quad (2-12)$$

$E = \text{energía total almacenada en un sistema}, U = \text{energía interna}$

2.7 PODER CALORÍFICO DE UN COMBUSTIBLE

En general, es la cantidad de calor desprendida por el combustible en la combustión completa en determinadas condiciones.

La distinción siguiente entre el poder calorífico inferior y superior es importante en la técnica. Como hemos dicho, el H en la combustión reacciona formando H_2O . Ahora bien si los productos de la combustión están calientes (por encima de unos $50\text{ }^{\circ}\text{C}$) el agua está en forma de vapor; mientras que si los productos de la combustión se enfrían hasta la temperatura normal atmosférica el agua se condensa, cediendo simultáneamente el calor latente de vaporización. En este hecho se basa la distinción ya enunciada de los dos poderes caloríficos, sólo aplicable a los combustibles que contienen hidrógeno (como los combustibles ordinarios, que son hidrocarburos de fórmula general $C_x H_y$), a saber:

2.7.1 Poder calorífico superior. Medido con un calorímetro, en el que los gases de la combustión se enfrían, a fin de conseguir que el vapor de agua se condense.

2.7.2 Poder calorífico inferior. Medido con un calorímetro sin enfriamiento de los gases, de manera que el vapor de agua no se condensa.

En la turbinas de gas, se utilizan normalmente el poder calorífico inferior, por que los gases de escape a elevada temperatura no permiten la condensación del agua, y, al calcular rendimientos, la pérdida de calor (de condensación) que esto supone es preferible que no sea imputada a las turbinas de gas.

2.8 PRIMERA LEY DE LA TERMODINÁMICA²

La primera ley de la termodinámica. Una de las leyes más importantes de la naturaleza, es la ley de la conservación de la energía. Aunque esta ley se ha enunciado de diversas maneras, todas tienen en esencia el mismo significado. A continuación algunos ejemplos de enunciados típicos: siempre que se transforme energía de una a otra forma, esa energía se conserva; la energía no puede crearse ni destruirse; la suma total de toda la energía permanece constante. La hipótesis de conservación de la energía la plantearon diversos investigadores; sin embargo, no se dispuso de evidencia experimental hasta el famoso trabajo realizado por J. P. JOULE. Se ignora la transformación de la materia en energía ($E= mc^2$) como ocurre en las reacciones nucleares; en el ámbito de la termodinámica que se presenta en esta subsección, la masa se conserva.

Desde hace tiempo se acostumbra a designar la ley de la conservación de la energía como primera ley de la termodinámica, al emplearla en el análisis de sistemas de ingeniería en los que hay transferencia de calor y trabajo. Los enunciados de la primera ley pueden expresarse como sigue: el trabajo y el calor son ínter convertibles; o también como: la energía no puede crearse ni destruirse, la energía total asociada a una conversión de energía permanece constante.

Antes de poder aplicar la primera ley al análisis de sistemas de ingeniería, es necesario expresarla mediante algún tipo de fórmulas; por tanto, puede decirse que, es un sistema abierto.

Cantidad neta de energía añadida al sistema en forma de calor y todas las formas de trabajo más energía almacenada en la masa que entra al sistema, menos energía almacenada en la masa que sale del sistema es igual al incremento neto en la energía almacenada en el sistema.

² MANUAL DEL INGENIERO MECÁNICO. NOVENA EDICIÓN. TOMO I. CAP 4-6.

Para un sistema abierto, con fluido que solo penetra en la sección 1 y sale únicamente en la sección 2, y sin efectos eléctricos, magnéticos o de tensión superficial, esta ecuación puede escribirse como

Ecuación que rige la primera ley de la termodinámica o ecuación de la conservación de la energía:

$$Q + W + \int \left(h_1 + \frac{Vel_1^2}{2g_c} + \frac{gz_1}{g_c} \right) dm_1 - \int \left(h_2 + \frac{Vel_2^2}{2g_c} + \frac{gz_2}{g_c} \right) dm_2 = U_f - U_i + \frac{m_f Vel_f^2 - m_i Vel_i^2}{2g_c} + \frac{g}{g_c} (m_f z_f - m_i z_i) \quad (2-13)$$

Donde: $Q = \text{calor}$, $h = \text{entalpía específica}$, $f = \text{estado final}$,
 $i = \text{estado inicial}$ $g_c = \text{constante dimensional}$

Obsérvese que se da el mismo signo a las transferencias de calor y de trabajo. Al calor y el trabajo que se agregan al sistema se les agrega signo positivo: a la pérdida de calor y a la salida de trabajo se les considera como signo negativo. Los subíndices i y f se refieren a sistemas completos, antes y después de que se produzca el proceso, dm se refiere a una cantidad diferencial de materia.

Es necesario recordar que todos los términos de la ecuación de la primera ley deben expresarse en las mismas unidades. Para un **sistema estacionario cerrado** la expresión de la primera ley se reduce a $Q + W = (u_2 - u_1)$.

En un sistema abierto con posición fija pero que experimenta flujo estable como por ejemplo una turbina o máquina de vapor recíproca, para un gasto de masa m , la expresión es

$$Q + W = m \left[(h_2 - h_1) + \frac{vel_2^2 - vel_1^2}{2g_c} + \frac{g}{g_c} (z_2 - z_1) \right] \quad (2-14)$$

2.8.1 Procesos reversibles e irreversibles. Un proceso reversible es aquel en el que tanto el sistema como los alrededores pueden regresar a sus estados originales. Esto es imposible cuando se efectúa un proceso irreversible. Ningún proceso en el que este presente la fricción o algún potencial desbalanceado pueden ser reversibles. En un proceso reversible no se pierde capacidad para efectuar trabajo, pero siempre existe esa pérdida en un proceso irreversible. Todos los procesos reales son irreversibles. Cualquier serie de procesos reversibles que se inicie y termine como el sistema en el mismo estado se llama **ciclo reversible**.

2.8.2 Procesos de flujo estable. En el flujo estable las condiciones en cualquier punto del aparato a través del cual se desplaza un fluido no cambian progresivamente con el transcurso del tiempo. Los procesos de flujo estable que solo comprenden efectos mecánicos son equivalentes a los procesos similares sin flujo que se producen entre dos diafragmas o pistones sin fricción y sin peso que se mueven a presión constante, considerando al sistema como un todo en movimiento. En estas circunstancias, el trabajo total efectuado por una cantidad unitaria de fluido o sobre ésta está constituido por el que se efectúa sobre los dos diafragmas, $p_2 v_2 - p_1 v_1$, y el que se efectúa sobre el resto de los alrededores $-\int p dv - p_2 v_2 + p_1 v_1$. Diferenciando $-p dv - d(p)v = v dp$. El trabajo que se efectúa sobre los alrededores es $\int v dp$, y suele llamarse trabajo sobre la flecha, el trabajo neto útil, sobre la flecha, difiere del trabajo total en $p_2 v_2 - p_1 v_1$. Puede escribirse la ecuación de la primera ley para indicar este resultado para un gasto unitario de masa como

$$q + W_{neto} = u_2 - u_1 + p_2 v_2 - p_1 v_1 + \frac{1}{2g_c}(\bar{v}_2^2 - \bar{v}_1^2) + \frac{g}{g_c}(z_2 - z_1) \quad \text{O, como por definición}$$

$$u + pv = h,$$

$$q + W_{neto} = h_2 - h_1 + \frac{1}{2g_c}(\bar{v}_2^2 - \bar{v}_1^2) + \frac{g}{g_c}(z_2 - z_1)$$

Si todos los efectos del trabajo son mecánicos,

$$q + \int v dp = h_2 - h_1 + \frac{1}{2g_c}(\bar{v}_2^2 - \bar{v}_1^2) + \frac{g}{g_c}(z_2 - z_1)$$

Donde:

u = *energía interna específica*,

q = *calor específico*,

\bar{v} = *velocidad lineal*

Como al evaluar $\int v dp$ la presión es la que se aplica efectivamente a los alrededores por lo general es imposible efectuar la integración excepto para procesos irreversibles.

Si se hace pasar un fluido en forma adiabática a través de un conducto (es decir, sin intercambio de calor con el conducto), sin que se efectúe trabajo neto o útil, y si los efectos de la velocidad y el potencial son despreciables, $h_2 - h_1$. Un proceso de este tipo es el flujo de Joule- Thomson y la relación $(\partial T / \partial p)_v$ para este flujo es el coeficiente de Joule – Thomson. Si un fluido pasa a través de un conducto en forma no adiabática, sin efectuar trabajo neto o útil, y los efectos de la velocidad y el potencial son despreciables $q = h_2 - h_1$. Esta ecuación es importante en el cálculo de los balances de calor en aparatos de flujo; por ejemplo, condensadores, cambiadores de calor y enfriadores.

En muchos procesos de ingeniería, el movimiento de los materiales no es independiente del tiempo; por tanto, las ecuaciones de flujo estable no son aplicables. Por ejemplo, el proceso de descarga de oxígeno de un recipiente en el cual se encuentra almacenado representa una condición transitoria; la presión en el interior del recipiente cambia al disminuir la cantidad de oxígeno en el mismo.

El análisis de algunos procesos transitorios es muy complejo; sin embargo, para ilustrar el enfoque general, se considera un caso sencillo.

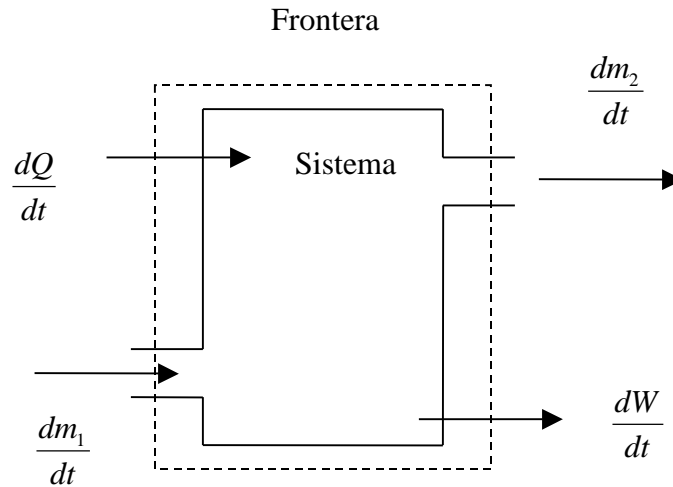


Figura 2-2. Sistema de flujo variable.

La cantidad de material que se fluye hacia el interior y sale del sistema de ingeniería que se muestra en la figura 10 varía con el transcurso del tiempo. La cantidad de trabajo y la transferencia de calor que atraviesan las fronteras del sistema también dependen del tiempo. Según la ley de conservación de la masa, la razón de cambio de la masa dentro del sistema es igual al gasto de masa hacia el interior y hacia fuera del sistema. Por tanto, en términos de gastos de masa,

$$\frac{dm_s}{dt} = \frac{dm_1}{dt} - \frac{dm_2}{dt} \quad (2-15)$$

Para un periodo finito, esta relación puede expresarse como:

$$\Delta m_s = \Delta m_1 - \Delta m_2$$

La primera ley puede expresarse de la siguiente manera:

$$\frac{dU_s}{dt} = \frac{dQ}{dt} + \frac{dW}{dt} + \left(h_1 + \frac{\bar{v}_1^2}{2g_c} \frac{g}{g_c} \right) \frac{dm_1}{dt} - \left(h_2 + \frac{\bar{v}_2^2}{2g_c} \frac{g}{g_c} z_2 \right) \frac{dm_2}{dt}$$

En condiciones de flujo no estable, las variables h, \bar{v}, z pueden cambiar con el tiempo y también con el gasto, en cuyo caso la solución resulta muy complicada.

Si prevalecen las condiciones de flujo estable, entonces ΔU_s es igual a cero y los integrados son independientes del tiempo, en cuyo caso la ecuación anterior se traduce a la conocida relación del flujo estable.

2.9 SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA

La segunda ley de la termodinámica es una proposición acerca de que la conversión de calor en trabajo queda limitada por la temperatura a la cual se efectúa dicha conversión. Puede demostrarse que:

1. Ningún ciclo puede ser más eficiente que un ciclo reversible que se realice dentro de límites dados de temperatura.
2. La eficiencia de todos los ciclos reversibles que absorben calor sólo a la Temperatura única constante superior T_1 lo rechazan sólo a la temperatura constante única inferior T_2 debe ser la misma.

2.9.1 Rendimiento de un ciclo. Para evaluar la economía de un motor se define el llamado rendimiento térmico, que en todo ciclo es el conciente de la potencia neta (P_n) por el calor absorbido de la fuente caliente Q_e .

$$N_{ciclo} = \frac{P_n}{Q_e} \quad (2-16)$$

2.10 SUPOSICIONES DE AIRE ESTÁNDAR

En los ciclos de potencia de gas, el fluido de trabajo para todo el ciclo es un gas. Los motores de automóvil de encendido de chispa, los motores diesel y las turbinas de gas convencionales son ejemplos familiares de dispositivos que operan en ciclo de gas. En todas estas máquinas la energía se suministra al quemar un combustible dentro de las fronteras del sistema. Son máquinas de combustión interna debido a este proceso de combustión la composición del fluido de trabajo cambia de aire y combustible a productos de combustión durante el curso del ciclo. Sin embargo, si se considera que en el aire predomina el nitrógeno que es sometido a severas reacciones químicas en la cámara de combustión, el fluido de trabajo se asemeja mucho al aire todo el tiempo.

Aunque las máquinas de combustión interna operan en un ciclo mecánico (el émbolo regresa a su posición de inicio al final de cada revolución), el fluido de trabajo no se somete a un ciclo termodinámico completo. Es lanzado fuera de la máquina en algún punto del ciclo (como gases de escape) en lugar de regresarlo al estado inicial. Trabajar en un ciclo abierto es la característica de todas las máquinas de combustión interna.

Los ciclos de potencia de gases reales son bastante complejos. Para llevar el análisis a un nivel manejable, se utilizan las siguientes aproximaciones, conocidas como **las suposiciones de aire estándar**:

1. El fluido del trabajo es aire que circula de modo continuo en un circuito cerrado y siempre se comporta como un gas ideal.
2. Todos los procesos que integran el ciclo son internamente reversibles
3. El proceso de combustión es sustituido por un proceso de adición de calor desde una fuente externa (fig. 2-3)
4. El proceso de escape es sustituido por un proceso de rechazo de calor que regresa el fluido de trabajo a su estado inicial.

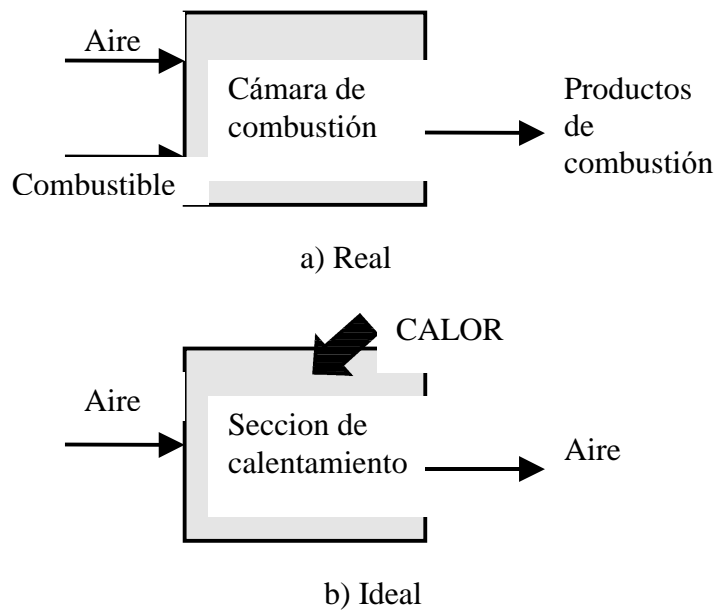


Figura 2-3 El proceso de combustión se sustituye por un ciclo de adición de calor en ciclos ideales.

Con frecuencia se emplea la suposición, para simplificar aun mas el análisis, de que el aire tiene calores específicos constante cuyos valores se determinan a temperatura ambiente (25°C 77°F). cuando se utiliza este punto de vista, las suposiciones de aire estándar reciben el nombre de suposiciones de aire frío estándar. Un ciclo para el cual las suposiciones de aire frío son aplicables se conocen como ciclo de aire estándar.

Las suposiciones de aire estándar establecidas permiten simplificar considerablemente en el análisis sin apartarse de manera significativa de los ciclos reales. Este modelo simplificado nos permite estudiar de manera cualitativa la influencia de los parámetros principales en el desempeño de las maquinas reales.

2.11 ENTROPÍA³

Para procesos cíclicos reversibles en los cuales la temperatura varía durante la absorción y rechazo de calor, o sea para cualquier ciclo reversible $\int \frac{dQ}{dT} = 0$. En consecuencia, para cualquier proceso reversible $\int \frac{dQ}{dT}$ no es una función de la trayectoria reversible en particular que se siga. Esta integral se denomina cambio de entropía, o bien, $\int_1^2 \frac{dQ_{rev}}{T} = S_2 - S_1 = S_{12}$. La entropía de una sustancia solo depende de su estado o condición. Matemáticamente, dS es una diferencial completa o perfecta y S es una función de punto, en contraste con Q y W , que son funciones de la trayectoria. Para cualquier proceso reversible, el cambio de entropía del sistema y los alrededores es cero, mientras que para cualquier proceso irreversible, el cambio neto de entropía es positivo.

Todos los procesos reales son irreversibles y, por lo tanto, se producen con disminución en la cantidad de energía disponible para efectuar trabajo, o sea, con un incremento de la energía no disponible. El incremento en la energía no disponible es el producto de dos factores: T_0 , la temperatura más baja de que se disponga para rechazar calor (que prácticamente siempre es la temperatura atmosférica) y el cambio neto en la entropía. El incremento en la energía no disponible es $T_0 \Delta S_{neto}$. Cualquier proceso que ocurra por si solo (espontáneo) se efectuara en una dirección que de origen a un incremento neto en la entropía. Este es un concepto importante en la aplicación de la termodinámica a los procesos químicos.

Tres potenciales importantes que se emplean en las relaciones de Maxwell son:

1. El potencial familiar, conocido como entalpía:

³ MANUAL DEL INGENIERO MECÁNICO. NOVENA EDICIÓN. TOMO I. CAP 4-8

$$h = u + pv \quad (2-17)$$

2. La energía libre, o función de Helmholtz se define por la siguiente relación:

$$f = u - Ts \quad (2-18)$$

3. La entalpía libre, o función de Gibbs se define por:

$$g = h - Ts = f + pv = u + pv - Ts \quad (2-19)$$

Los nombres que se usan para estos potenciales no son aceptables universalmente. En particular, el nombre **energía libre** se emplea para g en muchos libros de texto de termodinámica química. Hay que tener mucho cuidado al citar algunos libros o artículos técnicos y es necesario verificar la definición, en lugar de apoyarse en el nombre del potencial.

La disponibilidad o cantidad de energía se define como $g = h - T_0 s$. En esta ecuación, todas las cantidades con excepción de T_0 , se refieren al sistema sin importar el estado de los alrededores. T_0 es la temperatura mas baja disponible para el rechazo del calor. En la definición anterior se supone la ausencia de efectos debido a la velocidad, el potencial y otros similares. En caso de que estos no sean despreciables, es necesario tenerlos en cuenta; por ejemplo $g = h - T_0 s + \bar{v}^2/2g_c + (g/g_c)z$. Al sustituir, $Q = T_0(S_2 - S_1)$ en las expresiones adecuadas de la primera ley, puede demostrarse que, para cualquier proceso de flujo estable o para cualquier proceso sin flujo y a presión constante, la disminución en la disponibilidad es igual al efecto de trabajo neto máximo posible (reversible), con el sumidero para desecho de calor a T_0 .

La función de disponibilidad tiene un valor especial en el análisis termodinámico de los cambios que se presentan en las etapas de una turbina, y es de utilidad general en la determinación de las eficiencias termodinámicas, es decir la relación del trabajo real que se efectúa durante proceso al que en teoría debió haberse llevado a cabo.

La función de Gibbs tiene una importancia particular en procesos en los cuales se efectúan cambios químicos. Para procesos de flujo estable, isotérmicos y reversibles, o para procesos a presión constante, sin flujo, isotérmicos y reversibles, el cambio en la energía libre es igual al trabajo neto.

La energía libre de Helmholtz, $f = u - Ts$ es igual al trabajo que se efectúa durante un proceso sin flujo, reversible, isotérmico y a volumen constante. Todas estas funciones g y f son de punto y, al igual que E , h y s tienen diferenciales completas o perfectas.

2.12 ENTALPÍA

La función entalpía H viene definida mediante la relación:

$$H \equiv U + PV$$

La entalpía específica viene dada por:

$$h \equiv u + pv$$

Por ser u , p y v propiedades también lo será h . En algunos casos la función entalpía no tiene una interpretación específica, aunque tiene dimensiones de energía. Como consecuencia resulta útil tabular valores de entalpía junto con otras propiedades.

La aplicación de estos resultados a la función entalpía h resulta inmediata. Por definición, $h = u + pv$, para los gases ideales $Pv \equiv RT$. Así pues, se puede escribir

$$dh = du + d(Pv) \quad \text{y} \quad d(Pv) = d(RT) = R dT$$

La variación de entalpía de un gas ideal queda entonces

$$dh = du = R dT$$

Los términos del segundo miembro de la ecuación anterior son función únicamente de la temperatura en el caso de un gas ideal. Por tanto, la entalpía de un gas hipotéticamente ideal es también función de la temperatura únicamente.

2.13 EXERGÍA

Con la frecuencia las ecuaciones del trabajo real reversible se formula en función de las *funciones exergía* para sistemas cerrados y abiertos. Con este fin es necesario, en primer lugar, determinar el potencial de trabajo de un sistema en un estado determinado como si evolucionase hasta un estado de equilibrio intercambiando calor solo con el ambiente.

Para el cálculo de la exergía se emplea la ecuación de Gibbs:

$$dg = dh - Tds - sdT \quad (2-18)$$

Que aplicada a las TG queda de la siguiente manera:

$$Ex_1 = h_1 - 295.17 - 295(S_1 - 1.6852) \quad (2-19)$$

Donde: $Ex = \text{exergia}$, $295.17 = \text{valor de entalpia es tan dar}$,
 $295 = \text{valor de temperatura es tan dar}$ $1.6852 = \text{valor de entropia es tan dar}$

2.13.1 El estado muerto. Una vez que el sistema y el ambiente se hallan en equilibrio, no puede tener lugar ningún cambio más el estado del sistema de forma espontánea, y por tanto no se realiza trabajo. Por consiguiente, el proceso descrito anteriormente conduce al trabajo reversible máximo o potencial de trabajo asociado al estado del sistema. Cuando un sistema y el medio ambiente están en equilibrio mutuo, el sistema se dice que esta en su **estado muerto**. Más específicamente, un sistema en el estado muerto esta en equilibrio térmico y mecánico con su ambiente a T_o y P_o . Los valores numéricos de (T_o, P_o) recomendados para el estado muerto son los correspondientes a la atmósfera estándar, es decir, 298.15 °K y 1.01325 bar (1 atm).

Exigencias adicionales para un estado muerto son que la velocidad de un sistema cerrado o de una corriente fluida sea cero. Este último requerimiento se verifica totalmente tomando una altura arbitraria sobre la tierra, como el nivel del mar o el nivel del suelo, como cero. Estas restricciones de la temperatura, presión, velocidad y altura caracterizan el estado muerto restringido asociado con el equilibrio termomecánico con la atmósfera. Es restringido en tanto que no se considera, por ejemplo, el equilibrio químico con el ambiente. Es decir, no se permite que la masa de control pase al ambiente o reaccione con éste. El potencial de trabajo de un sistema relativo a su estado muerto, que intercambia calor solo con el ambiente, se llama exergía termomecánica de ese estado.

3. TURBINAS DE GAS

Con este nombre se designa un motor que ha experimentado un proceso espectacular en los últimos decenios desde poco antes de la segunda guerra mundial. La turbina de gas en su esquema más sencillo (ciclo abierto simple o Brayton), que se representa en la figura 3-1, consta de un compresor, una cámara de combustión y una turbina.

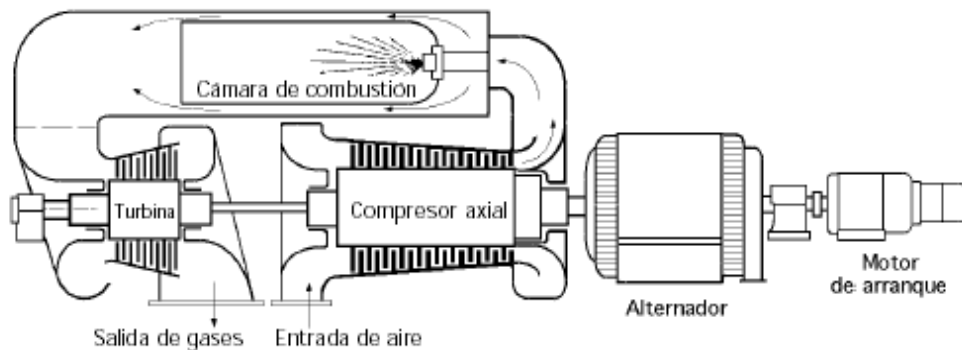


Figura 3-1. Esquema de turbina de gas que funciona según ciclo abierto sencillo

Este funciona de la siguiente manera: entra aire de la atmósfera al compresor, el cual es accionado por la turbina, por ello se necesita el motor de arranque al iniciar el funcionamiento de la turbina de gas. El aire que entra al compresor es comprimido para luego ser inyectado a la cámara de combustión, donde se agrega combustible para formar una mezcla que en presencia de calor se volatiliza y libera su poder calorífico, el cual es utilizado por los alabes de la turbina para producir potencia, la cual sirve para mover el compresor y a demás otros elementos mecánicos. En aviación la potencia de la turbina es utilizada solo para mover el compresor, siendo la energía disponible el chorro de los gases de escape de la turbina.

La descripción anterior es la base fundamental que utiliza el motor turbina de gas para su funcionamiento. Si se agrega un regenerador, para recobrar calor del escape de la turbina, se mejora la eficiencia. Con las adiciones de interenfriamiento en el compresor y recalentamiento del fluido del trabajo, durante la expansión, se incrementa la salida de potencia para un tamaño dado de turbina de gas, y si se agrega un regenerador se logra una mejor eficiencia.

Existen otros factores muy importantes que permiten la mejora del motor, las cuales son la presencia de materiales resistentes a altas temperaturas para la fabricación de turbinas y la mejora de la eficiencia y la relación de presión del compresor.

Los ciclos termodinámicos que permiten el análisis matemático de los diferentes procesos que se dan en una turbina de gas constituida por diferentes dispositivos y por ende construida de diferentes formas se les conoce con el nombre de ciclos Brayton, los cuales son: ciclo de Brayton de aire estándar, ciclo regenerativo, ciclo con doble etapa de compresión y doble etapa de expansión con regeneración; ciclo de propulsión a chorro entre otros.

3.1 ANÁLISIS DE COMPONENTES DE INGENIERIA.

3.1.1 COMPRESORES

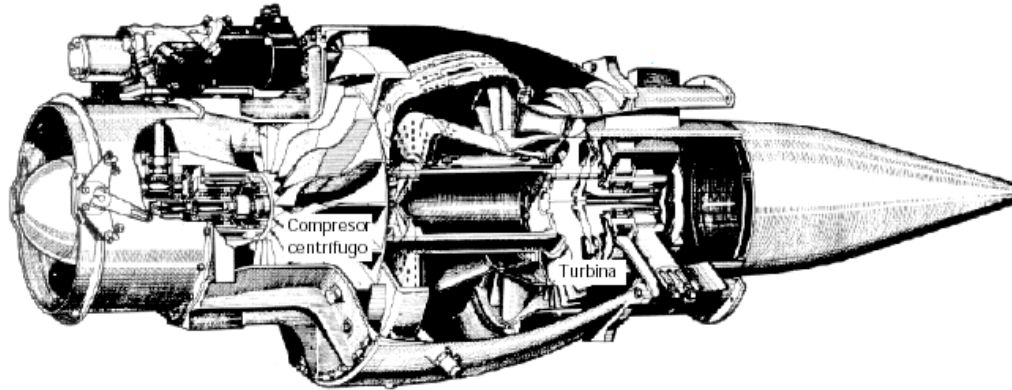


Figura 3-2. Compresor Centrífugo y Turbina.

Los compresores son equipos en los cuales se hacen trabajos sobre el fluido, dando por resultado un aumento de la presión del fluido. El cociente de la presión de salida entre la de entrada entre los extremos de un compresor se le llama relación de presión, esta se encuentra entre 5 y 20.

$$r_p = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_{r2}}{P_{r1}} \quad (3-1)$$

Donde: r_p = relación de presión, P_r = presión relativa

En flujo estacionario, para cualquiera de estos equipos, la ecuación de la energía se reduce a

$$q + W_{flecha} = h_2 - h_1 + \frac{Vel_2^2 - Vel_1^2}{2} \quad (3-2)$$

Normalmente, el cambio de energía potencial es despreciable otros dos términos de esta expresión merecen un comentario aparte. Como se dijo antes, la inclusión de una cantidad de calor depende del modo de las operaciones. Si el equipo no esta aislado, el calor que gana o pierde el fluido dependen de si existen o no factores tales como 1) una gran diferencia de temperatura entre el fluido y los alrededores, 2) una pequeña velocidad de fluido y 3) una gran área superficial.

En la turbomáquina rotatoria (axial o centrifuga), las velocidades pueden llegar a ser muy elevadas, y por lo común en esos casos la transferencia de calor es muy pequeña en comparación con el trabajo de flecha. En los equipos de movimiento alternativo, los efectos de la transferencia de calor pueden ser considerables. La experiencia y las especificaciones experimentales le permiten al ingeniero estimar la importancia relativa de la transferencia de calor. En segundo lugar, el cambio de energía cinética en estos equipos es por lo general muy pequeño ya que las velocidades que se registran en la entrada y la salida son a menudo menores que cien metros por segundo

En muchos casos, el balance de energía para flujo estacionario de estos equipos de producción o absorción de trabajo se convierte en

$$W_{flecha} = h_2 - h_1 \quad (3-3)$$

Si se quiere saber cual es la potencia de accionamiento de este dispositivo, simplemente se multiplica el trabajo por el flujo másico así:

$$P_{ac} = W \cdot \dot{m}_a \quad (3-4)$$

Donde: P_{ac} = potencia de accionamiento del compresor, \dot{m}_a = flujo másico de aire

El fluido de trabajo al pasar por el compresor experimenta un proceso isentrópico reversible, suponiendo que el proceso sea ideal, análisis hecho asta ahora.

Si miramos el proceso que se realiza en el dispositivo de forma real observamos que: las propiedades del fluido de trabajo a la entrada del dispositivo se conservan iguales, el trabajo o la energía que utiliza el dispositivo, para mantener la misma r_p es mayor debido a su irreversibilidad. Factor que se mide mediante su eficiencia, definida esta de la siguiente manera:

$$N_{ic} = \frac{h_2 - h_1}{h_{2r} - h_1} \quad (3-5)$$

Donde: N_{ic} = *eficiencia interna del compresor*, h_{2r} = *entalpia en 2 real*

Se han construido, hasta el momento, compresores cuya eficiencia esta entre el 70 y el 92%.

La expresión matemática para calcular la potencia de accionamiento real del compresor es la siguiente:

$$P_{acr} = \left(\frac{W}{N_{ic}} \cdot N \right) \eta_a \quad (3-6)$$

Donde:

N_{mc} = *eficiencia mecánica del compresor*

La eficiencia mecánica se da debido a perdidas por fricción en los rodamientos, dicha eficiencia esta entre 98 y 100%

3.1.2 Cámara de combustión. La cámara de combustión es un elemento importantísimo de la turbina de gas: si falla aquella deja de funcionar esta, lo cual es catastrófico en un turborreactor en vuelo, si se trata de esta aplicación específica de la turbina de gas.

El balance de energía para flujo estacionario de la cámara de combustión se convierte en:

$$q = h_2 - h_1 \quad (3-7)$$

Explicada en la sección 2.8.2

El fluido que pasa por este dispositivo experimenta un proceso de adición de calor a presión constante en casos ideales, pero en casos reales, hay una pérdida de presión debido a la fricción en los ductos, así la presión real, a la salida de este dispositivo es:

$$P_{2r} = P_{1r} - \Delta P_{1-2} \quad (3-8)$$

P_{2r} = presión 2 real, ΔP_{1-2} = caída de presión de 1 a 2

La energía suministrada en la cámara de combustión viene dada por:

$$Q_e = (\dot{m}_c + \dot{m}_a)h_2 - \dot{m}_a \cdot h_1 \quad (3-9)$$

$$\dot{m}_c = F \cdot m_a \quad (3-10)$$

$$F = q / PCI \quad (3-11)$$

Donde:

Q_e = energía agregada \dot{m}_c = masa de combustible F = relación de combustible a aire

PCI = poder calorífico inferior del combustible reutilizado

Una cámara de combustión de turbina de gas consta de:

- Un almacén exterior que resiste las presiones de los gases y que puede ser de acero ferrítico.
- Un almacén interior sometido a temperaturas elevadas que, al menos en su parte superior en las verticales, o donde van los quemadores en las

horizontales, se debe construir de acero austenítico o de material refractario. La sustentación del armazón interior debe permitir la libertad de las dilataciones.

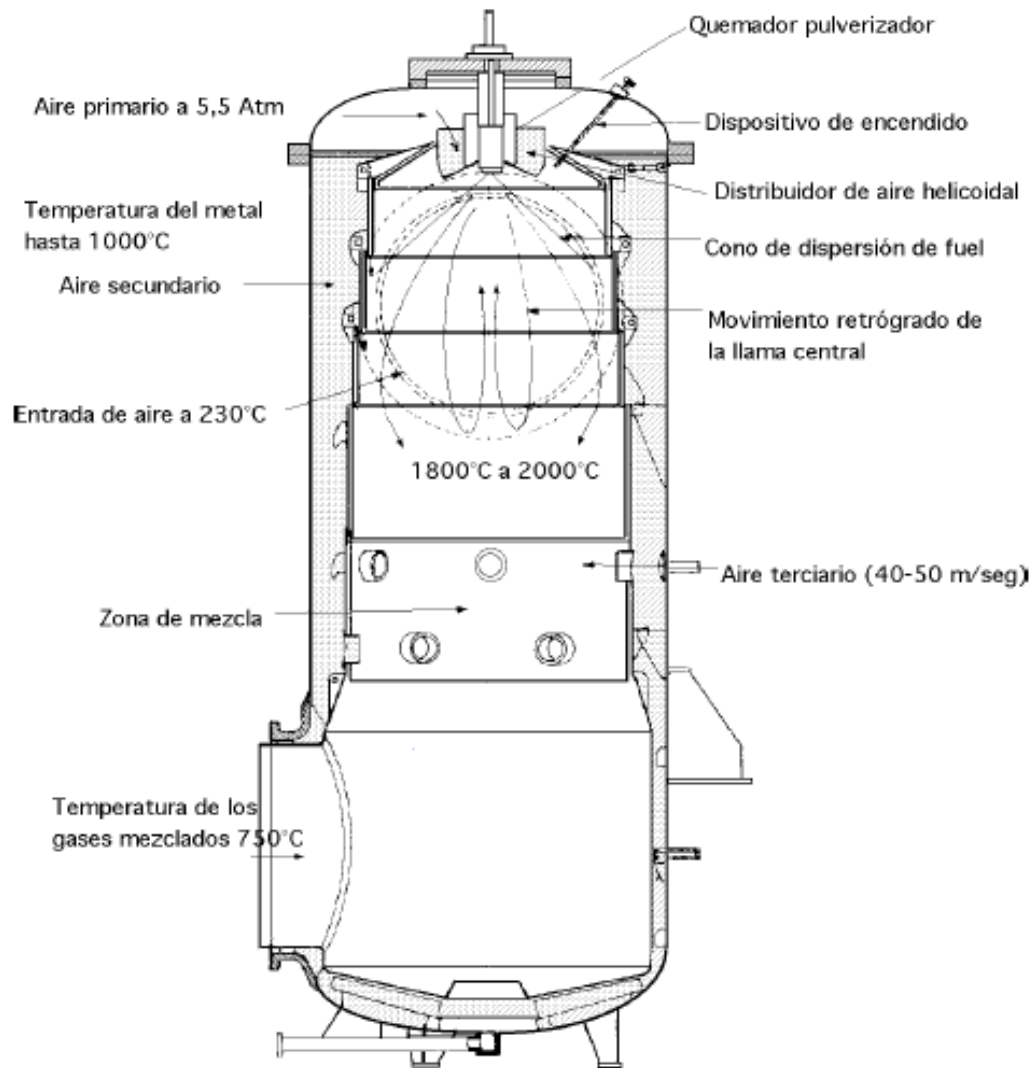


Figura 3-3. Cámara de combustión vertical, turbina industrial.

Los principales factores a tener en cuenta en el diseño de la cámara de combustión de una turbina de gas, dependen de sus condiciones operativas, de entre las que podemos destacar las siguientes,

- *La combustión tiene que ser estable, para permitir las fuertes variaciones de la relación aire-combustible que para los ciclos regenerativos está entre 60/1 y 120/1, y para los no regenerativos entre 100/1 y 200/1. La velocidad del fluido oscila, en la mayor parte de los casos, entre 30 y 60 m/seg.*

En las turbinas de gas usadas en aviación, el problema de la estabilidad de la llama es aún más complejo, a causa de la variación de las presiones de combustión debido a la altura, a la velocidad de vuelo, y al grado de carga (despegue, ascensión, aproximación).

3.1.2.1 Aire utilizado en el proceso de combustión. Es necesario que el aire suministrado por el compresor se introduzca progresivamente en la cámara de combustión. En el proceso de inyección de aire se pueden distinguir tres fases que dan lugar a lo que se conoce como aire primario, aire secundario y aire terciario.

3.1.2.1.1 Aire primario. Se corresponde aproximadamente con un 15% a 20% del aire total y se introduce alrededor del chorro de combustible creando una mezcla de aire-combustible relativamente rica con el objeto de obtener una temperatura elevada, necesaria para una combustión rápida.

3.1.2.1.2 Aire secundario. Se corresponde aproximadamente con un 30% del aire total; se introduce a través de orificios practicados en el tubo de llama para completar la combustión; para que el rendimiento sea elevado, se tiene que procurar que este aire se inyecte en los puntos adecuados del proceso a fin de evitar que la llama se enfríe localmente dando lugar a una drástica disminución de la velocidad de combustión en esa zona.

3.1.2.1.3 Aire terciario. El aire restante, 50% a 55%, se mezcla con los productos de la combustión en la zona de dilución, con el objeto de reducir su temperatura hasta la requerida a la entrada de la turbina.

Hay que procurar una turbulencia suficiente para que las corrientes caliente y fría se mezclen a fondo y así conseguir una distribución de temperaturas a la salida prefijada de antemano.

3.1.2.2 Análisis del proceso de combustión. El proceso de la combustión ha de tener lugar en su totalidad, dentro de la cámara de combustión, a fin de evitar que los alabes de la turbina estén sometidos a las elevadas temperaturas de las llamas. Las turbinas de gas funcionan con un elevado exceso de aire para que la temperatura de los productos de combustión al incidir en los alabes no sea excesiva y no se produzcan excesivos problemas de corrosión o fatiga en los mismos, y mantener los efectos derivados de la deformación plástica dentro de límites aceptables.

Las turbinas de gas pueden utilizar dos tipos de combustibles,

Gaseosos, gas natural, propano.

Líquidos, gasóleo, gasolinas y en algunos casos fuel de bajo contenido en azufre.

Los combustibles empleados tienen que estar libres de partículas e impurezas sólidas para evitar cualquier tipo de erosiones en los alabes de la turbina.

La ausencia de azufre en la composición del combustible permite un nivel de recuperación del calor contenido en los gases de escape superior al que se puede conseguir con otros combustibles. Por este motivo y por razones económicas, un combustible muy adecuado en la actualidad para las turbinas de gas es el gas natural

Los combustibles líquidos presentan, frente a los gaseosos, otras desventajas como el sistema de filtrado que es más complicado; además es necesario

atomizar el combustible a una presión elevada, resultando una menor calidad en la formación de la mezcla, por lo que el rendimiento de la turbina es algo inferior

3.1.3 TURBINAS

Una turbina, sea del fluido gaseoso o líquido, es un equipo en el cual el fluido hace trabajo contra algún tipo de alabe sujeto a una flecha rotatoria. Como resultado, el equipo produce trabajo que puede utilizarse para cualquier fin en los alrededores.

Como en la turbina el fluido hace trabajo sobre los alabes, este se expande, dando por resultado una disminución de la presión del fluido. El cociente de la presión de entrada entre la de salida, entre los extremos de la turbina se le llama relación de expansión:

$$r_e = \frac{P_1}{P_2} = \frac{P_{r1}}{P_{r2}} \quad (3-12)$$

Donde: r_p = relación de expansión

En flujo estacionario, para cualquiera de estos equipos, debido a las razones expuestas en el apartado 3.1.1 la ecuación de la energía se reduce a

$$W_{flecha} = h_1 - h_2 \quad (3-13)$$

Si se quiere saber cual es la potencia que entrega este dispositivo, simplemente se multiplica el trabajo por la suma del flujo másico de aire mas el de combustible así:

$$P_{et} = W * (\dot{m}_a + \dot{m}_c) \quad (3-14)$$

Donde: P_{et} = potencia que entrega la turbina

El fluido de trabajo al pasar por la turbina experimenta un proceso isentrópico reversible, suponiendo que el proceso sea ideal, análisis hecho asta ahora.

Si miramos el proceso que se realiza en el dispositivo de forma real observamos que: las propiedades del fluido de trabajo a la entrada del dispositivo se conservan iguales, el trabajo o la energía que entrega el dispositivo, es menor debido a su irreversibilidad. Factor que se mide mediante su eficiencia, definida esta de la siguiente manera:

$$N_{it} = \frac{h_1 - h_{2r}}{h_1 - h_2} \quad (3-15)$$

Donde: N_{it} = *eficiencia interna de la turbina*,

Se han construido, hasta el momento, turbinas cuya eficiencia esta entre el 72 y el 95%

La expresión matemática para calcular la potencia real que entrega la turbina es la siguiente:

$$P_{etr} = (W * N_{it} * N_{mc})(\dot{m}_a + \dot{m}_c) \quad (3-16)$$

$$N_{mc} = \text{eficiencia mecánica de la turbina}$$

La eficiencia mecánica se da debido a perdidas por fricción en los rodamientos, dicha eficiencia esta entre 98 y 100%

El rango de temperatura soportado por los materiales de la turbina, esta entre 1000 y 1500 °K .

3.1.4 Intercambiadores de calor. Es un aparato que transfiere energía térmica desde un fluido de alta temperatura hacia un fluido a baja temperatura con ambos fluidos moviéndose a través del aparato.

El análisis matemático de estos dispositivos se da en la sección 3.3.2., y la sección 2.8.2.

3.1.4.1 Recuperadores. Los recuperadores están constituidos por un haz tubular en el que se mueven los gases calientes que salen de la turbina, mientras que el aire a recalentar circula alrededor de los tubos; normalmente los fluidos circulan en contracorriente.

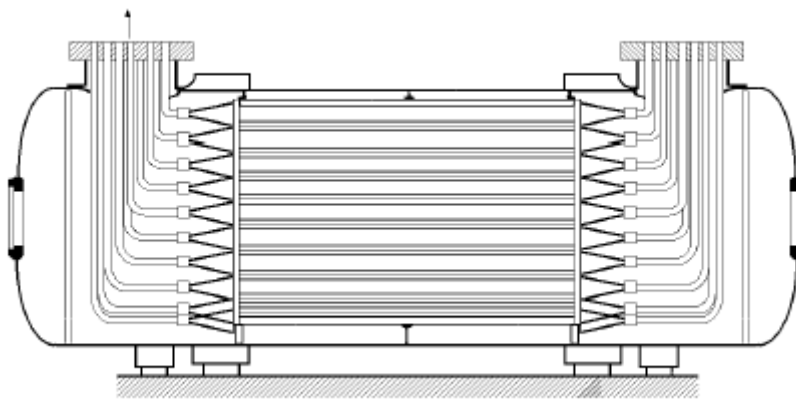


Figura 3-4. Recuperador Escher-Wyss

La presión en el armazón es del orden de 5 a 10 atm y las temperaturas de las paredes no sobrepasan los 400°C. No se corren riesgos de corrosión, pues el aire que entra en el recuperador está, debido a la compresión, a una temperatura muy superior a los 100°C de manera que la temperatura de las paredes de los tubos está por encima del punto de rocío del ácido sulfúrico, que es el elemento más corrosivo que pudiera aparecer en el proceso.

Existe el peligro de incendio debido a los depósitos de hollín en los tubos; se puede suprimir mediante lavados periódicos o instalando un sistema de soplado con aire comprimido.

3.2 CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS Y EMPLEO DE LAS TURBINAS DE GAS



Figura 3-5. Termoeléctrica

El empleo de las turbinas de gas de **circuito abierto** presenta, con relación a los motores alternativos de combustión interna, el mismo interés que las turbinas de vapor respecto a las máquinas de pistón.

En las turbinas de gas, el rendimiento está muy lejos de igualar el de los motores alternativos, y aun a veces, el de las turbinas de vapor; esto es debido a que:

- Existe una cierta dificultad para construir compresores rotativos que permitan alcanzar elevadas relaciones de compresión.
- Existe una cierta dificultad de conseguir materiales que soporten temperaturas elevadas, al tiempo que mantienen unas determinadas características técnicas.

En las turbinas de gas de circuito abierto se cumplen una serie de requisitos:

- No existen piezas en movimiento alternativo, por lo que es muy fácil realizar el equilibrado.
- Tienen gran velocidad de rotación, entre 3.000 y 30.000 rpm.
- Tienen un par regular sin necesidad de volante.

- Tienen buena adaptación a las grandes expansiones, y por lo tanto, a los grandes volúmenes de fluido.
- Producen grandes potencias en poco espacio.

El funcionamiento de una turbina de gas exige:

- Que la relación p_2/p_1 sea elevada, lo cual implica que T_2/T_1 también lo sea.
- Una gran diferencia de temperaturas, $T_3 - T_2$, lo cual supone que T_3 sea muy elevada, y en consecuencia nos encontramos con el problema de que los alabes de la turbina puedan resistir altas temperaturas.
- Cuando el funcionamiento sea prolongado, no se debe pasar de 800°C .
- El rendimiento es aún inferior al de un motor de combustión interna en el que, aunque por poco tiempo, las temperaturas pueden alcanzar 2.000°C .
- Su construcción es sencilla, ya que trabajan en un campo de bajas presiones, 5 a 15 atm, por lo que su costo y tamaño se reducen.
- Su puesta en servicio es muy rápida, pasando del estado frío al de carga en tiempos relativamente cortos; para el arranque es necesario llevar al grupo a velocidades del orden de un 30% de la de régimen, de forma que se alimente la cámara de combustión con aire a una presión suficiente para poder encender. El tiempo para que el eje adquiera la velocidad necesaria es de unos 3 minutos, mientras que el tiempo total para la puesta en velocidad y la toma de carga es de 10 a 20 minutos según la potencia del grupo.
- El consumo de agua es muy pequeño, ya que tan sólo se utiliza para la refrigeración de los cojinetes.
- Es de fácil manejo, y de reducidos gastos de mantenimiento.

Su principal desventaja radica en la necesidad de utilizar un combustible caro, aunque este dato puede ser secundario para el caso de una duración reducida de funcionamiento.

3.3 CICLOS DE POTENCIA DE TURBINAS DE GAS

3.3.1 Ciclo básico ideal brayton. En un ciclo de potencia simple para una turbina de gas se emplea equipo separado para los diversos procesos del ciclo. Al inicio el aire se comprime en forma adiabática en un compresor rotatorio axial o en uno centrífugo, al terminar este proceso el aire pasa a una cámara de combustión donde se inyecta y quema combustible a presión esencialmente constante. Los productos de la combustión se expanden luego a través de una turbina hasta alcanzar la presión ambiente, este ciclo recibe el nombre de ciclo abierto, ya que el ciclo en realidad no se completa como se ve en la figura 3-6.

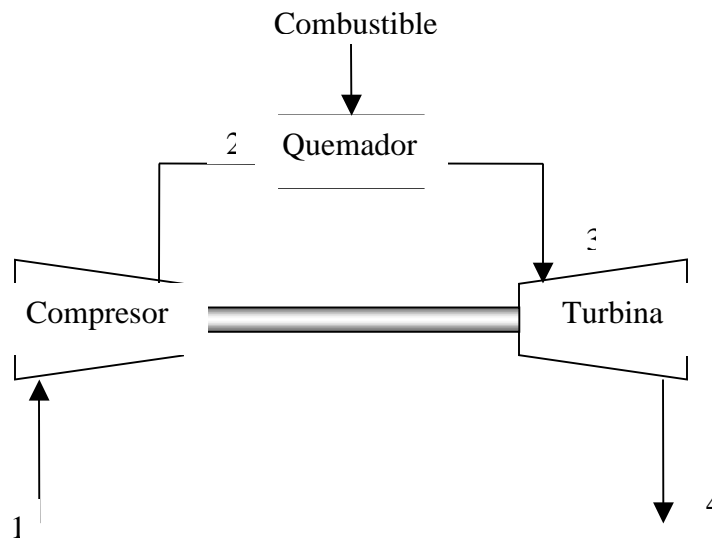


Figura 3-6. Diagrama de flujo de un ciclo de una turbina de gas básico.

Para un mejor estudio de las turbinas de gas es útil emplear un ciclo del aire estándar idealizado. En comparación con los ciclos Otto y de Diesel, el ciclo Brayton opera en un intervalo de volúmenes más amplio, pero en un intervalo menor de presiones y temperaturas. Estas características hacen que el ciclo Brayton no sea adecuado para usarse en maquinas alternativa. El ciclo Brayton se

representa en la figura 13 y figura 14 en los planos T-S y P-V, respectivamente, los procesos todos reversibles como en cualquier ciclo ideal son:

1-2 Compresión adiabática isentrópica se realiza en el compresor.

2-3 Adición adiabática de calor isobárica. Se realiza en la cámara de combustión.

3-4 Expansión adiabática isentrópica se realiza en la turbina.

4-1 Cesión de calor isobárica. Se realiza en la atmósfera (en el ciclo abierto).

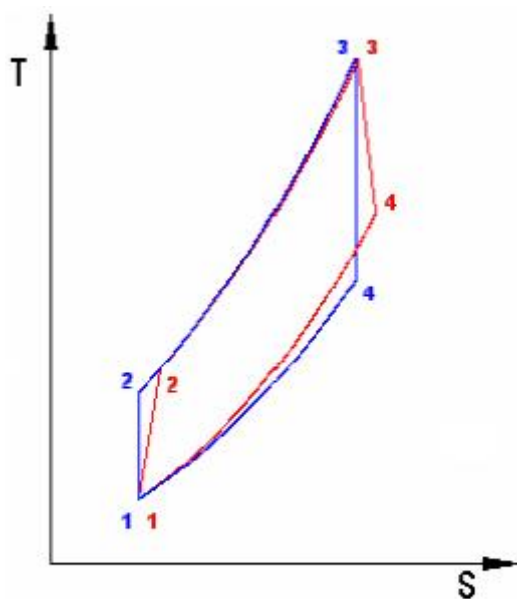


Figura 3-7 Diagrama Ts ciclo Básico Brayton

— Ideal
— Real

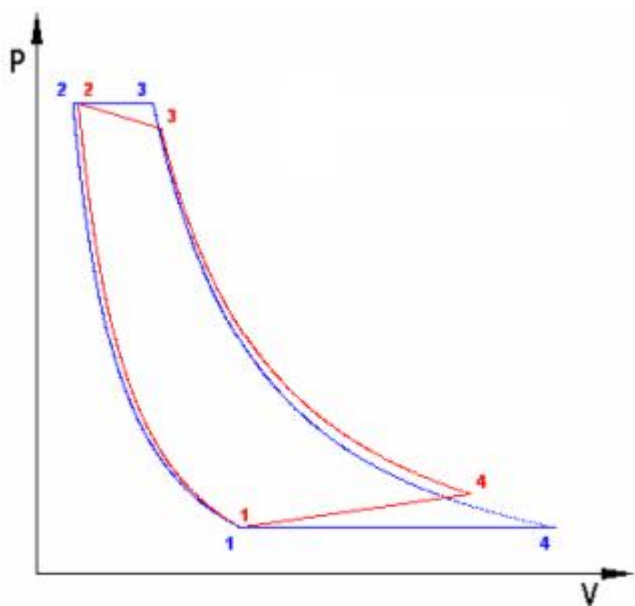


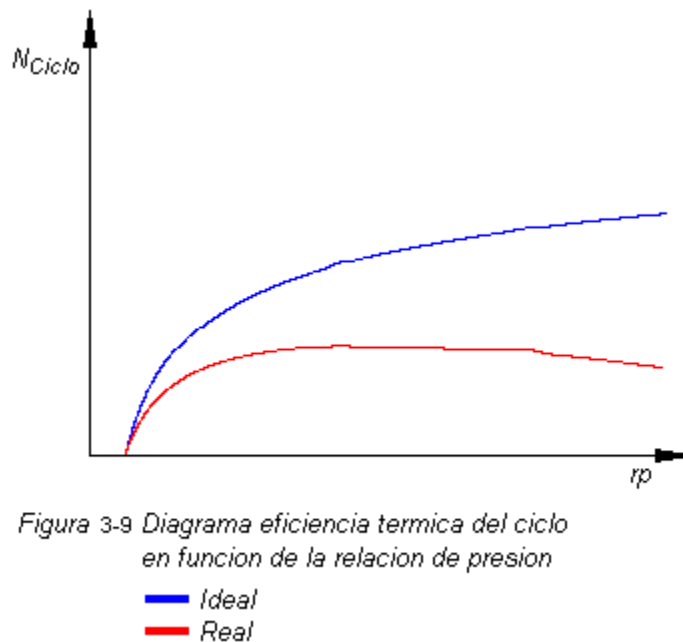
Figura 3-8 Diagrama Pv ciclo Básico Brayton.

— Ideal
— Real

En el ciclo ideal tampoco hay pérdida de presión en los conductos ni pérdida de calor por radiación en el exterior.

El ciclo abierto TG no es estrictamente un ciclo realizado por un mismo fluido, porque el gas que evoluciona no es el mismo antes y después de la cámara de combustión: En el proceso de compresión de 1-2 de la figura 12 la sustancia es aire; mientras que en el proceso de expansión 3-4 después de la cámara de combustión la sustancia es aire más producto de combustión. Sin embargo, como veremos en la TG la relación de combustible/aire es pequeña, lo cual justifica no

solo que se estudie el ciclo de las TG, aunque en realidad estrictamente hablando no existe tal ciclo; sino que, en primera aproximación, se deduzcan formulas y se tengan resultados, suponiendo que el gas que se expansiona en la unidad –TG sigue siendo aire; mientras que en un estudio definitivo será preciso tener en cuenta que el gas que se expansiona en la unidad TG es aire incrementado con los productos de la combustión.



3.3.1.2 Desviación de los ciclos de turbina de gas reales de los idealizados.

Los ciclos de turbina de gas reales difieren del ciclo de Brayton ideal por varias razones. Por un lado, cierta disminución de presión durante los procesos de adición y rechazo de calor es inevitable. Mas importante, la entrada del trabajo real del compresor será mayor y la salida del trabajo real de la turbina será menor debido a irreversibilidades como la fricción y las condiciones de operación de no cuasiequilibrio de estos dispositivos. Sin embargo, la desviación del comportamiento real del compresor y la turbina respecto al comportamiento isentrópico idealizado puede explicarse con precisión, si se utilizan las eficiencias adiabáticas de la turbina y el compresor, definidas como en las secciones 3.1.1 y 3.1.3

Donde los estados 2r y 4r son los estados de salida reales del compresor y la turbina, respectivamente, y 2 y 4 son los estados correspondientes para el caso isentrópico (ideal), como se ilustran en la figura 13, el efecto de la eficiencia de la turbina y el compresor en la eficiencia térmica de los motores de turbina de gas se ilustra a continuación con un ejemplo.

EJEMPLO MATEMÁTICO DEL CICLO SIMPLE BRAYTON.

La relación de presiones de un ciclo Brayton de aire estándar es de $6 a 1 bar$, las condiciones de entrada son $1 bar$ y $295^{\circ}K$. la turbina tiene una temperatura límite de $1100^{\circ}K$, el gasto másico es de $3.5 \frac{kg}{seg}$. Determine a) el trabajo del compresor y de la turbina, en $\frac{kJ}{kg}$, b) la eficiencia térmica, c) la producción neta de potencia, en kW , e) si la adición de calor se efectúa mediante la quema completa de un combustible cuyo poder calorífico es de $PCI = 41000 \frac{kJ}{kg}$, estime la relación de combustible y aire empleada en el quemador, utilizando los datos de la tabla para el aire. A la salida de la cámara de combustión existe una caída de presión de $0.3 bar$, a la salida de la turbina una de $0.4 bar$.

$$N_{ic} = 82\%, N_{mc} = 98\%, N_{it} = 85\%, N_{mt} = 98\%, R = 286.9 \frac{J}{kg^{\circ}K}$$

Solución

Parámetros del aire en los puntos característicos del ciclo

En el punto 1 (parte ideal)

Datos conocidos:

$$T_1 = 295^{\circ}K, P_1 = 100000 \text{ pas}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente de la temperatura a la entrada del compresor (T_1)

$$h_1 = 295.17 \frac{kJ}{kg}, P_{r1} = 1.3068, S_1^0 = 1.66802 \frac{kJ}{kg^{\circ}K}, \text{ entalpía, Presión y entropía.}$$

Calculo de la entropía, exergía y volumen específico:

$$S_1 = S_1^0 + 0.00005 - 0.2869[\ln(P_1/100000)]$$

$$S_1 = 1.6852 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$$

$$Ex_1 = h_1 - 295.17 - 295(S_1 - 1.6852)$$

$$Ex_1 = 0$$

$$V_1 = \frac{R^* T_1}{P_1}$$

$$V_1 = 0.8464 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Punto 2. (1- 2 proceso isentrópico de un gas ideal)

Datos conocidos:

$$S_2 = S_1 = 1.6852 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}, \quad r_p = 6$$

Calculo de la presión, presión relativa, volumen específico y exergía:

Datos calculados

$$P_2 = r_p * P_1 = 600000 \text{ pas}$$

$$P_{r2} = r_p * P_{r1} = 7.8408$$

$$V_2 = 0.2344 \text{ m}^3/\text{kg}, \quad Ex_2 = 197.82 \text{ kJ/kg}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente de la presión relativa a la salida del compresor (P_{r2})

$$h_2 = 493.034 \text{ kJ/kg}, \quad T_2 = 490.286^\circ\text{K}$$

Punto 3. (2- 3 adiciones de calor a presión constante)

Datos conocidos

$$T_3 = 1100^\circ\text{K}, \quad P_3 = P_2 = 600000 \text{ pas}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente a la temperatura máxima del ciclo (T_3)

$$h_3 = 1161.07 \text{ kJ/kg}, \quad P_{r3} = 167.1, \quad S_3^0 = 3.07732 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$$

Datos calculados

$$S_3 = 2.56331 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}, \quad Ex_3 = 606.856 \text{ kJ/kg}, \quad V_3 = 0.526 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Punto 4. (3-4 proceso de expansión isentrópica)

Datos conocidos:

$$r_e = r_p, P_4 = P_1,$$

Datos calculados

$$P_{r4} = P_{r3} / r_e \Rightarrow P_{r4} = 27.85$$

$$S_4 = 2.56309 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}, \quad Ex_4 = 152.37 \text{ kJ/kg}, \quad V_4 = 1.99 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente a la presión relativa a la salida de la turbina (P_{r4})

$$h_4 = 706.49 \text{ kJ/kg}, \quad T_4 = 693.78^\circ\text{K}, \quad S_4^0 = 2.56304 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$$

Calculo del trabajo isentrópico del compresor y su potencia de accionamiento:

$$W_{sc} = h_2 - h_1 = 197.864 \text{ kJ/kg}, \quad P_{ac} = m_a * W_{sc} = 692.51 \text{ kW}$$

Calculo del trabajo isentrópico de la turbina y la potencia que entrega:

$$W_{st} = h_3 - h_4 = 454.58 \text{ kJ/kg}, \quad P_{et} = m_a (1 + F) W_{st} = 1616.953 \text{ kW}$$

Calculo del trabajo neto y la potencia neta del ciclo:

$$W_n = W_{st} - W_{sc} = 256.716 \text{ kJ/kg}, \quad P_n = P_{et} - P_{ac} = 924.443 \text{ kW}$$

Relación entre el trabajo neto y trabajo isentrópico de la turbina y la eficiencia del ciclo:

$$\frac{W_n}{W_{st}} * 100 = 56.47\%, \quad \eta_{ciclo} = \frac{P_n}{Q_e} * 100 = 38.45\%$$

Relación entre el trabajo isentrópico del compresor y trabajo isentrópico de la turbina:

$$\frac{W_{sc}}{W_{st}} * 100 = 43.52\%$$

Calor de entrada al ciclo, agregado en la cámara de combustión:

$$q_e = h_3 - h_2 = 668.036 \text{ kJ/kg}, \quad Q_e = (m_a + m_c) h_3 - m_a * h_2 = 2404.34 \text{ kW}$$

Relación de combustible aire, masa de combustible masa de aire:

$$F = q_e / PCI \Rightarrow F = 0.0163, \quad m_c = F * m_a = 0.057 \text{ kg/seg}$$

Parámetros del aire en los puntos característicos del ciclo debido a las irreversibilidades.

En el punto 1 (parte real)

- los valores de las propiedades termodinámicas en este punto, son iguales a los de la parte ideal

Punto 2.

Datos conocidos

$$P_{2r} = r_p * P_1 = 600000 \text{ pas}$$

Datos calculados

$$h_{2r} = h_1 + \frac{W_{sc}}{N_{ic}} = 536.46756 \text{ kJ/kg}$$

$$S_{2r} = S_{2r}^0 + 0.00005 - 0.2869[\ln(P_{2r}/100000)]$$

$$S_{2r} = 1.77 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$$

$$Ex_{2r} = h_{2r} - 295.17 - 295(S_{2r} - 1.6852)$$

$$Ex_{2r} = 216.274 \text{ kJ/kg}$$

$$V_{2r} = \frac{R * T_{2r}}{P_{2r}}, \quad V_{2r} = 0.2545 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente a (h_{2r})

$$P_{r2r} = 10.5451, S_{2r}^0 = 2.2843 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}, T_{2r} = 532.398^\circ\text{K}$$

Punto 3.

Datos conocidos

$$T_{3r} = 1100^\circ\text{K}, \Delta P_{2-3} = 0.3 \text{ bar}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente a la temperatura máxima (T_{3r})

$$h_{3r} = 1161.07 \text{ kJ/kg}, P_{r3r} = 167.1, S_{3r}^0 = 3.07732 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$$

Datos calculados debido a la caída de presión en la cámara de combustión:

$$P_{3r} = P_{2r} - \Delta P_{2-3} = 5.7 \text{ bar}$$

$$S_{3r} = 2.578 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ K}, \quad Ex_{3r} = 602.52 \frac{kJ}{kg}, \quad V_{3r} = 0.5536 \frac{m^3}{kg}$$

Punto 4.

Datos calculados

$$P_{4r} = P_1 + \Delta P_{4-1} = 1.4 \text{ bar}$$

$$r_e = \frac{P_{3r}}{P_{4r}} \Rightarrow r_e = 4.07143, \quad P_r = \frac{P_{r3}}{r_e} \Rightarrow P_r = 41.0421$$

$$S_{4r} = 2.6482 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ K}, \quad Ex_{4r} = 264.4293 \frac{kJ}{kg}, \quad V_{4r} = 1.68 \frac{m^3}{kg}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente a (P_r)

$$h = 787.67 \frac{kJ}{kg}, \quad h_{4r} = h_3 - (h_3 - h)N_{it} = 843.68 \frac{kJ}{kg}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente a (h_{4r})

$$P_{r4r} = 52.524, \quad S_{4r}^0 = 2.74467 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ K}, \quad T_{4r} = 819.727^\circ K$$

Calculo del trabajo real del compresor y su potencia de accionamiento:

$$W_{cr} = h_{2r} - h_1 = 241.3 \frac{kJ}{kg}, \quad P_{acr} = m_a * W_{cr} / N_{mc} = 861.7857 \text{ kW}$$

Calculo del trabajo real de la turbina y la potencia que entrega:

$$W_{tr} = h_3 - h_{4r} = 317.39 \frac{kJ}{kg}, \quad P_{etr} = m_a (1 + Fr) W_{tr} * N_{mt} = 1105.195 \text{ kW}$$

Calculo del trabajo neto y la potencia neta del ciclo:

$$W_{nr} = W_{tr} - W_{cr} = 76.092 \frac{kJ}{kg}, \quad P_{nr} = P_{etr} - P_{acr} = 243.4 \text{ kW}$$

Relación entre el trabajo neto real y trabajo real de la turbina y la eficiencia del ciclo:

$$\frac{W_{nr}}{W_{tr}} * 100 = 23.97\%, \quad \eta_{ciclor} = \frac{P_{nr}}{Q_{er}} * 100 = 10.83\%$$

Relación entre el trabajo del compresor real y trabajo real de la turbina:

$$\frac{W_{cr}}{W_{tr}} * 100 = 76.03\%$$

Calor real de entrada al ciclo, agregado en la cámara de combustión:

$$q_{er} = h_3 - h_{2r} = 624.6225 \frac{kJ}{kg}, \quad Q_{er} = (m_a + m_{cr})h_3 - m_a * h_{2r} = 2248.02 \text{ kW}$$

Relación de combustible aire, masa de combustible masa de aire:

$$Fr = \frac{q_{er}}{PCI} \Rightarrow F = 0.0152, \quad m_{cr} = Fr * m_a = 0.0532 \frac{kg}{seg}$$

3.3.2 CICLO REGENERATIVO DE BRAYTON

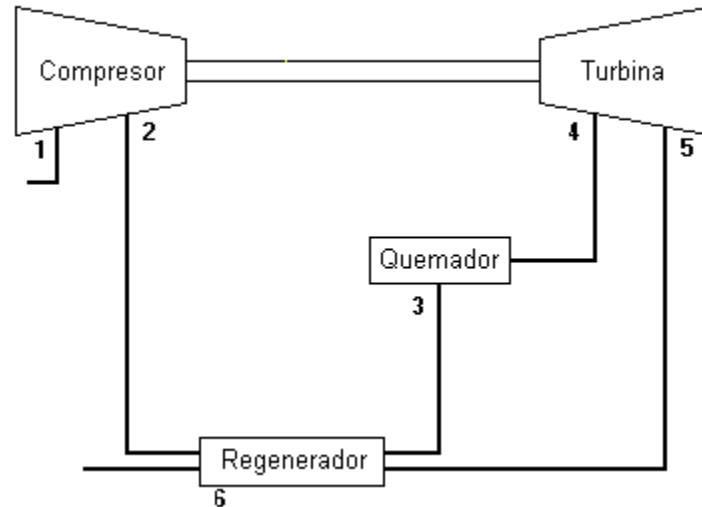
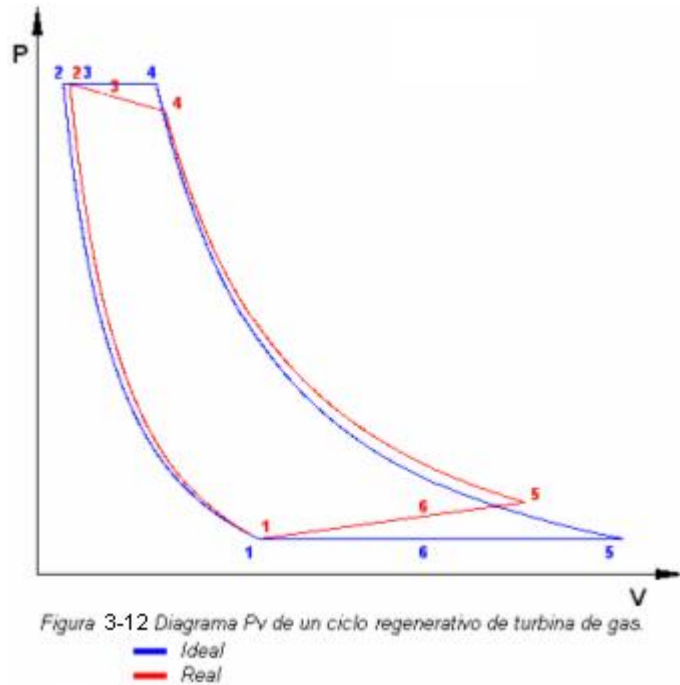
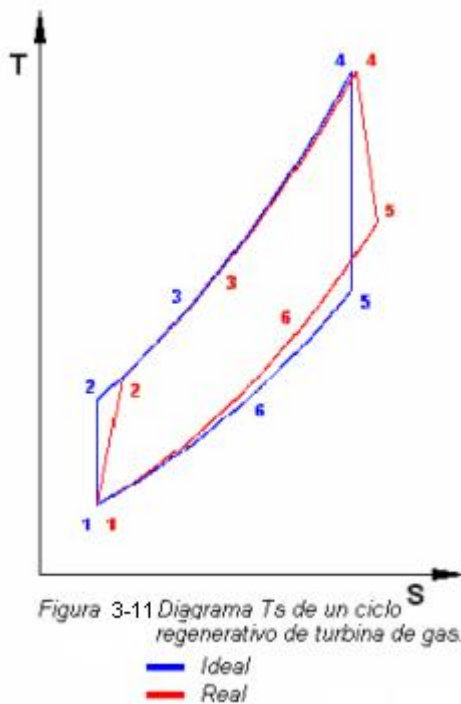


Figura.3-10 Diagrama de flujo de un ciclo de una turbina de gas con regeneración.

El ciclo básico de una turbina de gas se puede modificar de varias maneras importantes para aumentar su eficiencia total. Una de estas formas se basa en el concepto de regeneración. En algunos casos del ciclo Brayton, los gases que salen de las turbinas se hallan a una temperatura relativamente alta. En muchos casos la temperatura de salida de la turbina es mayor que la temperatura de salida del compresor. Es posible, entonces, reducir la cantidad de combustible inyectado en el quemador, si se calienta el aire que sale del compresor con energía tomada de los gases expulsados de la turbina. El intercambio de calor entre las dos corrientes se lleva a cabo en un intercambiador de calor llamado usualmente Regenerador. En la figura 3-10 se presenta un diagrama de flujo para el ciclo regenerativo de la turbina de gas. En la situación ideal se supone que el flujo a través del regenerador ocurre a presión constante. Si se supone un intercambiador de calor reversible internamente, el calor transferido desde la corriente que viene de la turbina debe ser igual al calor que recibe la corriente de salida del compresor, obteniendo magnitudes iguales, es decir, $Q_{2-3} = -Q_{5-6}$. Obsérvese en la figura 3-13 que T_5 es considerablemente mayor que T_2 .



Si la operación del regenerador fuese ideal, sería posible calentar la corriente de salida del compresor hasta la temperatura de la corriente de salida de la turbina. En esta situación, el estado 3 en la figura 3-13 se encontraría sobre una recta horizontal que pasara por el estado 5. Sin embargo, eso es impráctico, ya que exige una gran superficie para la transferencia de calor puesto que la diferencia de temperatura entre las dos corrientes se aproxima a cero. Como una medida de la tendencia a esta condición límite, la efectividad de regenerador N_{reg} se define como

$$N_{reg} \equiv \frac{\text{Transferencia real de calor}}{\text{Máxima transferencia de calor posible}} = \frac{h_3 - h_2}{h_5 - h_2} \quad (3-17)$$

Donde la temperatura que corresponde a h_3 es un poco menor que la temperatura que corresponde a h_5 . En presencia de un regenerador, $q_e = h_4 - h_3$ y $q_s = h_6 - h_1$. En consecuencia la eficiencia térmica es

$$h_{t,reg} = 1 - \frac{h_6 - h_1}{h_4 - h_3}$$

y al mismo tiempo la efectividad es

$$N_{reg} = 1 - \frac{T_3 - T_2}{T_5 - T_2}$$

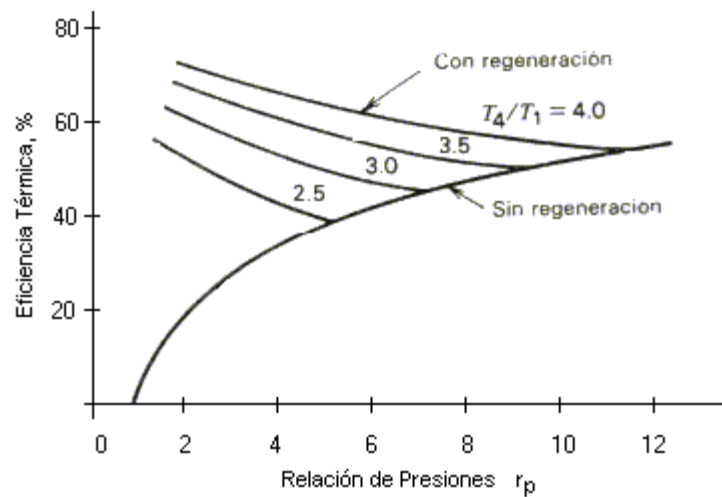


Figura 3-13. Eficiencia térmica de un ciclo de turbina de gas en función de la relación de presión con y sin regeneración ideal.

En la figura anterior se muestra la variación de la eficiencia térmica con respecto a la relación de presiones y a la relación de temperaturas (T_4 / T_1) para un ciclo regenerativo ideal en un ciclo de aire estándar frío. Para poder comparar, también se muestra la curva de eficiencia de un ciclo ideal brayton. A diferencia del ciclo brayton, la eficiencia térmica del ciclo regenerativo disminuye al aumentar la relación de presiones para un valor fijo de T_4 / T_1 . Para aumentar la eficiencia térmica, el valor de h_3 , y por ende el de T_3 , debe ser tan elevado como sea posible, ya que la entrada de calor se reduce pero el trabajo neto sigue siendo el mismo. El valor usual de la efectividad es un poco menor que 0.7 en las

aplicaciones de plantas de turbinas de potencia estacionarias. Aumentarla más allá de este valor dará por lo general costos de equipo tan altos, que nulificarán cualquier ventaja que se pudiese obtener por la elevación de la eficiencia térmica. Además, una mayor efectividad requiere una mayor área de transferencia de calor, lo que, hace que aumente la caída de presión en el regenerador, lo cual representa una pérdida en términos de la eficiencia del ciclo. Las caídas de presión debidas al regenerador son un factor importante a la hora de decidir si se le emplea o no.

EJEMPLO DE CICLO CON REGENERADOR

Una turbina de gas funciona en circuito abierto regenerativo. Entran $3.5 \frac{\text{kg}}{\text{seg}}$ de aire en el compresor axial, cuya relación de compresión es $6 a 1 \text{ bar}$ y 295°K de allí pasa a la cámara de combustión, donde se eleva la temperatura hasta 1100°K , mediante la quema de un combustible cuyo $PCI = 41000 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$, habiendo atravesado previamente el regenerador, y experimenta desde la salida del compresor a la entrada en la turbina una pérdida de presión de 0.3 bar , en el flujo de gases de escape de la turbina hay también una pérdida de presión de 0.4 bar hasta su salida a la atmósfera $N_{ic} = 82\%$, $N_{mc} = 98\%$, $N_{it} = 85\%$, $N_{mt} = 98\%$, $N_{reg} = 70\%$, $R = 286.9 \frac{\text{J}}{\text{kg}^\circ\text{K}}$

- Calcular los valores de las propiedades termodinámicas, necesarias del gas en cada punto del ciclo.
- Calcular $\%Q_{aho}$, W_{sc} , W_{cr} , P_{acr} , P_{ac} , W_{st} , W_{tr} , P_{et} , P_{etr} , N_{ciclo} , Q_{reg} , Q_{cc} .

Solución

Parámetros del aire en los puntos característicos del ciclo

En el punto 1 (parte ideal)

Datos conocidos:

$$T_1 = 295^\circ\text{K}, P_1 = 100000 \text{ pas}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente de la temperatura a la entrada del compresor (T_1)

$$h_1 = 295.17 \text{ kJ/kg}, P_{r1} = 1.3068, S_1^0 = 1.66802 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

Calculo de la entropía, exergía y volumen específico:

$$S_1 = S_1^0 + 0.00005 - 0.2869[\ln(P_1/100000)]$$

$$S_1 = 1.6852 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$Ex_1 = h_1 - 295.17 - 295(S_1 - 1.6852)$$

$$Ex_1 = 0$$

$$V_1 = \frac{R * T_1}{P_1}$$

$$V_1 = 0.8464 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Punto 2. (1- 2 proceso isentrópico de un gas ideal)

Datos conocidos

$$S_2 = S_1 = 1.6852 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}, r_p = 6$$

Calculo de la presión, presión relativa, volumen específico y exergía

$$P_2 = r_p * P_1 = 600000 \text{ pas}$$

$$P_{r2} = r_p * P_{r1} = 7.8408$$

$$V_2 = 0.2344 \text{ m}^3/\text{kg}, Ex_2 = 197.82 \text{ kJ/kg}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente de la presión relativa a la salida del compresor (P_{r2})

$$h_2 = 493.034 \text{ kJ/kg}, T_2 = 490.286^\circ\text{K}$$

Punto 4. (2- 4 adiciones de calor a presión constante)

Datos conocidos

$$T_4 = 1100^\circ\text{K}, P_4 = P_2 = 600000 \text{ pas}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente a la temperatura máxima del ciclo (T_4)

$$h_4 = 1161.07 \text{ kJ/kg}, P_{r4} = 167.1, S_4^0 = 3.07732 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

Datos calculados

$$S_4 = 2.56331 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}, Ex_4 = 606.856 \text{ kJ/kg}, V_4 = 0.526 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Punto 5. (4-5 proceso de expansión isentrópica)

Datos conocidos

$$r_e = r_p, P_5 = P_1,$$

Datos calculados

$$P_{r5} = P_{r4} / r_e \Rightarrow P_{r5} = 27.85$$

$$S_5 = 2.56309 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}, Ex_5 = 152.37 \text{ kJ/kg}, V_5 = 1.99 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente a la presión relativa a la salida de la turbina (P_{r5})

$$h_5 = 706.49 \text{ kJ/kg}, T_5 = 693.78 \text{ K}, S_5^0 = 2.56304 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

Punto 3

Datos conocidos, eficiencia del regenerador y presión a la salida del regenerador.

$$N_{reg} = 1, P_3 = P_2 = 600000 \text{ pas}$$

Datos calculados

$$h_3 = N_{reg}(h_5 - h_2) + h_2 = h_5 = 706.49 \text{ kJ/kg},$$

$$S_3 = 2.049034 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}, Ex_3 = 303.989 \text{ kJ/kg}, V_3 = 0.332 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Con el valor de la entalpía e interpolando por las tablas se tienen la presión relativa en el punto la temperatura y la entropía relativa.

$$P_{r3} = 27.85, T_3 = 693.78 \text{ K}, S_3^0 = 2.56304 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

Propiedades del gas en la descarga a la atmósfera.

Punto 6

Datos conocidos

$$N_{reg} = 1, P_6 = P_1 = 100000 \text{ pas}$$

Datos calculados

$$h_6 = N_{reg} (h_2 - h_5) + h_5 = h_2 = 493.034 \text{ kJ/kg}$$

$$S_6 = 2.1994 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}, Ex_6 = 46.175 \text{ kJ/kg}, V_6 = 1.4 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\text{Por ende } P_{r6} = 7.8408, T_6 = 490.286^\circ\text{K}, S_6^0 = 2.1994 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$$

Datos adicionales

Calculo del trabajo isentrópico del compresor y su potencia de accionamiento:

$$W_{sc} = h_2 - h_1 = 197.864 \text{ kJ/kg}, P_{ac} = m_a * W_{sc} = 692.51 \text{ kW}$$

Calculo del trabajo isentrópico de la turbina y su potencia de accionamiento:

$$W_{st} = h_4 - h_5 = 454.58 \text{ kJ/kg}, P_{et} = m_a (1 + F) W_{st} = 1608.67 \text{ kW}$$

Calculo del trabajo neto y la potencia neta del ciclo:

$$W_n = W_{st} - W_{sc} = 256.716 \text{ kJ/kg}, P_n = P_{et} - P_{ac} = 916.0855 \text{ kW}$$

Relación entre el trabajo neto y trabajo isentrópico de la turbina y la eficiencia del ciclo:

$$\frac{W_n}{W_{st}} * 100 = 56.47\%, N_{ciclo} = \frac{P_n}{Q_e} * 100 = 55.38\%$$

Relación entre el trabajo isentrópico del compresor y trabajo isentrópico de la turbina:

$$\frac{W_{sc}}{W_{st}} * 100 = 43.52\%, \%Q_{aho} = \frac{Q_{reg}}{Q_{reg} + Q_e} * 100 \Rightarrow \%Q_{aho} = 31.35\%$$

Calor de entrada al ciclo, agregado en la cámara de combustión:

$$q_e = h_4 - h_3 = 454.58 \text{ kJ/kg}, Q_e = (m_a + m_c) h_4 - m_a * h_3 = 1636.08 \text{ kW}$$

Calor cedido por los gases de escape de la turbina:

$$q_{reg} = h_3 - h_2 = 213.456 \text{ kJ/kg}, Q_{reg} = m_a * q_{reg} = 747.096 \text{ kW}$$

Relación de combustible aire, masa de combustible masa de aire:

$$F = q_{cc} / PCI \Rightarrow F = 0.0111, m_c = F * m_a = 0.038 \text{ kg/seg}$$

Parámetros del aire en los puntos característicos del ciclo debido a las irreversibilidades.

En el punto 1 (parte real)

Los valores de las propiedades termodinámicas en este punto, son iguales a los de la parte ideal

Punto 2.

Datos conocidos

$$P_{2r} = r_p * P_1 = 600000 \text{ pas}$$

Datos calculados

$$h_{2r} = h_1 + W_{sc} / N_{ic} = 536.46756 \text{ kJ/kg}$$

$$S_{2r} = S_{2r}^0 + 0.00005 - 0.2869 [\ln(P_{2r} / 100000)]$$

$$S_{2r} = 1.77 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ K$$

$$Ex_{2r} = h_{2r} - 295.17 - 295(S_{2r} - 1.6852)$$

$$Ex_{2r} = 216.274 \text{ kJ/kg}$$

$$V_{2r} = \frac{R * T_{2r}}{P_{2r}}, V_{2r} = 0.2545 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente a (h_{2r})

$$P_{r2r} = 10.5451, S_{2r}^0 = 2.2843 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ K, T_{2r} = 532.398^\circ K$$

Punto 4.

Datos conocidos

$$T_{4r} = 1100^\circ K, \Delta P_{2-4} = 0.3 \text{ bar}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente a la temperatura máxima del ciclo (T_{4r})

$$h_{4r} = 1161.07 \text{ kJ/kg}, P_{r4r} = 167.1, S_{4r}^0 = 3.07732 \text{ kJ/kg}^\circ K$$

Datos calculados debido a la caída de presión en la cámara de combustión:

$$P_{4r} = P_{2r} - \Delta P_{2-4} = 5.7 \text{ bar}$$

$$S_{4r} = 2.578 \text{ kJ/kg}^\circ K, Ex_{4r} = 602.52 \text{ kJ/kg}, V_{4r} = 0.5536 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Punto 5.

Datos calculados

$$P_{5r} = P_1 + \Delta P_{5-1} = 1.4 \text{ bar}$$

$$r_e = \frac{P_{4r}}{P_{5r}} \Rightarrow r_e = 4.07143, P_r = \frac{P_{r4}}{r_e} \Rightarrow P_r = 41.0421$$

$$S_{5r} = 2.6482 \text{ kJ/kg}^\circ K, Ex_{5r} = 264.4293 \text{ kJ/kg}, V_{5r} = 1.68 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente a (P_r)

$$h = 787.67 \text{ kJ/kg}, h_{5r} = h_4 - (h_4 - h)N_{it} = 843.68 \text{ kJ/kg}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente a (h_{5r})

$$P_{r5r} = 52.524, S_{5r}^0 = 2.74467 \text{ kJ/kg}^\circ K, T_{5r} = 819.727^\circ K$$

Punto 3

Datos conocidos

$$N_{reg} = 0.7, P_{3r} = 589641.64 \text{ pas}$$

Datos calculados

$$h_{3r} = N_{reg}(h_{5r} - h_{2r}) + h_{2r} = 751.514 \text{ kJ/kg}$$

$$S_{3r} = 2.1171 \text{ kJ/kg}^\circ K, Ex_{3r} = 328.945 \text{ kJ/kg}, V_{3r} = 0.3578 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\text{Por ende, } P_{r3r} = 34.6896, T_{3r} = 735.447^\circ K, S_3^0 = 2.626 \text{ kJ/kg}^\circ K$$

Punto 6

Datos conocidos

$$N_{reg} = 0.7, P_{6r} = 126775.73 \text{ pas}$$

Datos calculados

$$h_{6r} = N_{reg} (h_{2r} - h_{5r}) + h_{5r} = 628.626 \text{ kJ/kg}$$

$$S_{6r} = 2.3764 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}, Ex_{6r} = 129.545 \text{ kJ/kg}, V_{6r} = 1.404 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\text{Por ende } P_{r6r} = 18.438, T_{6r} = 620.526^\circ\text{K}, S_{6r}^0 = 2.44445 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$$

Calculo del trabajo real del compresor y su potencia de accionamiento:

$$W_{cr} = h_{2r} - h_1 = 241.3 \text{ kJ/kg}, P_{acr} = m_a * W_{cr} / N_{mc} = 861.7857 \text{ kW}$$

Calculo del trabajo real de la turbina y la potencia que entrega:

$$W_{tr} = h_4 - h_{5r} = 317.39 \text{ kJ/kg}, P_{etr} = m_a (1 + Fr) W_{tr} * N_{mt} = 1099.52 \text{ kW}$$

Calculo del trabajo neto y la potencia neta del ciclo:

$$W_{nr} = W_{tr} - W_{cr} = 76.092 \text{ kJ/kg}, P_{nr} = P_{etr} - P_{acr} = 237.73 \text{ kW}$$

Relación entre el trabajo neto real y trabajo real de la turbina y la eficiencia del ciclo:

$$\frac{W_{nr}}{W_{tr}} * 100 = 23.97\%, N_{ciclor} = \frac{P_{nr}}{Q_{er}} * 100 = 16.13\%$$

Relación entre el trabajo del compresor real y trabajo real de la turbina:

$$\frac{W_{cr}}{W_{tr}} * 100 = 76.03\%, \%Q_{ahor} = \frac{Q_{regr}}{Q_{regr} + Q_{er}} * 100 \Rightarrow \%Q_{ahor} = 33.8\%$$

Calor real de entrada al ciclo, agregado en la cámara de combustión:

$$q_{er} = h_4 - h_{3r} = 409.556 \text{ kJ/kg}, Q_{er} = (m_a + m_c) h_4 - m_a * h_{3r} = 1474.05 \text{ kW}$$

Calor cedido por los gases de escape de la turbina:

$$q_{regr} = h_{3r} - h_{2r} = 215.054 \text{ kJ/kg}, Q_{regr} = m_a * q_{regr} = 752.689 \text{ kW}$$

Relación de combustible aire, masa de combustible masa de aire:

$$Fr = q_{ccr} / PCI \Rightarrow Fr = 0.01, m_{cr} = Fr * m_a = 0.035 \text{ kg/seg}$$

3.3.3 CICLO CON REFRIGERACIÓN INTERMEDIA

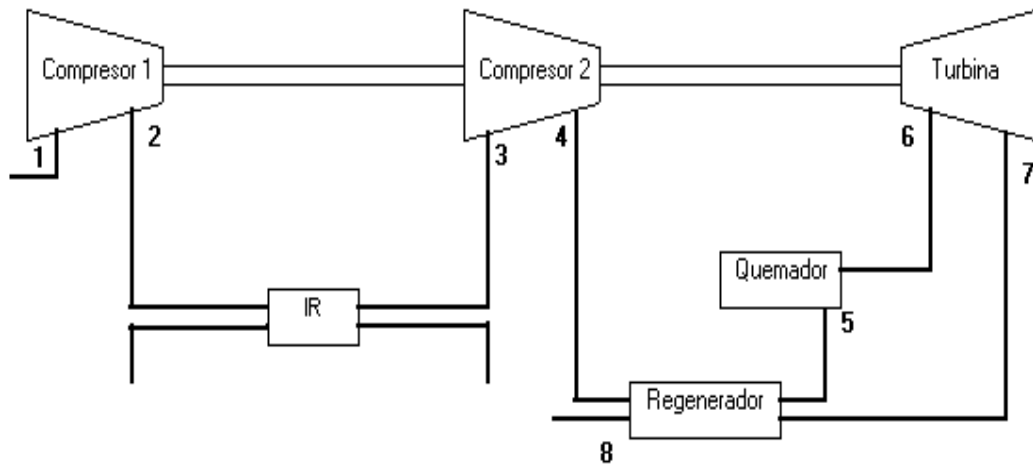
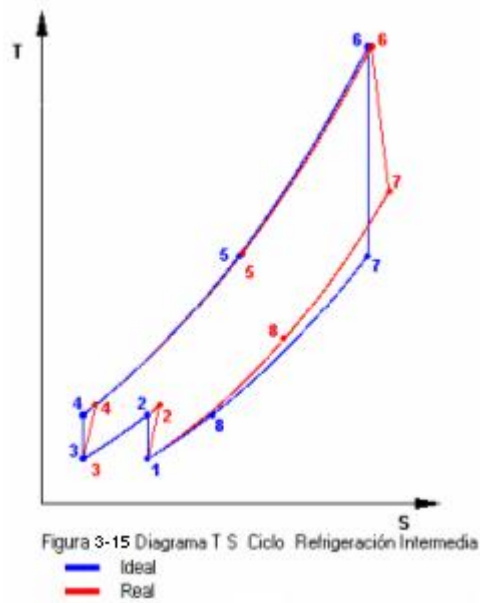


Figura 3-14. Diagrama de flujo de un ciclo de turbina de gas con refrigeración intermedia.

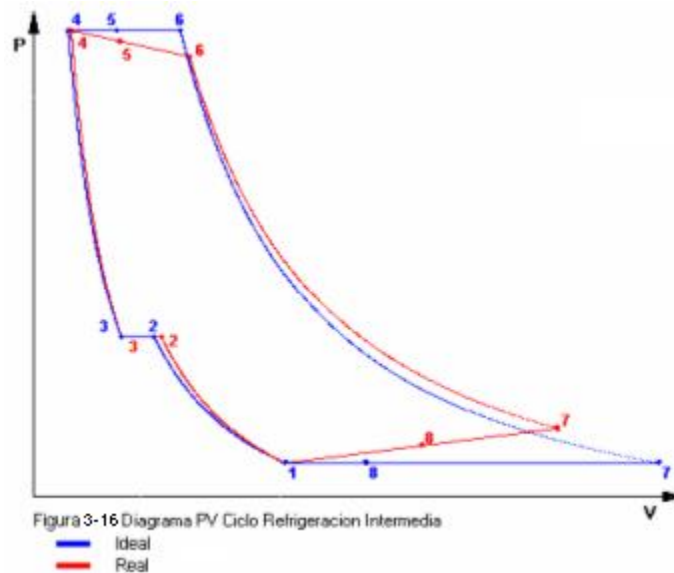
Para alcanzar los máximos beneficios de la refrigeración se utiliza la combinación llamada compresión multietapa con refrigeración intermedia. Este planteamiento es especialmente efectivo cuando se pretende obtener grandes variaciones de presión. En el método se separan los procesos de suministros de trabajo y de transferencia de calor de manera secuencial. Como se muestra en la figura 20 para dos etapas de compresión, el fluido se comprime previamente hasta una presión p_2 en el estado 2, que esta situada entre p_1 y p_4 . El fluido pasa después por un intercambiador de calor llamado refrigerador intermedio (IR). En él el fluido se enfría, transfiriendo calor a presión constante $p_2=p_3$ (si se desprecia la fricción), hasta una temperatura mas baja, estado 3 de la figura 3-14.

En algunos casos esta temperatura mas baja puede alcanzar el valor de la temperatura inicial T_1 (para el caso ideal). A continuación, el fluido pasa por una segunda etapa de compresión, donde la presión se eleva hasta p_4 .

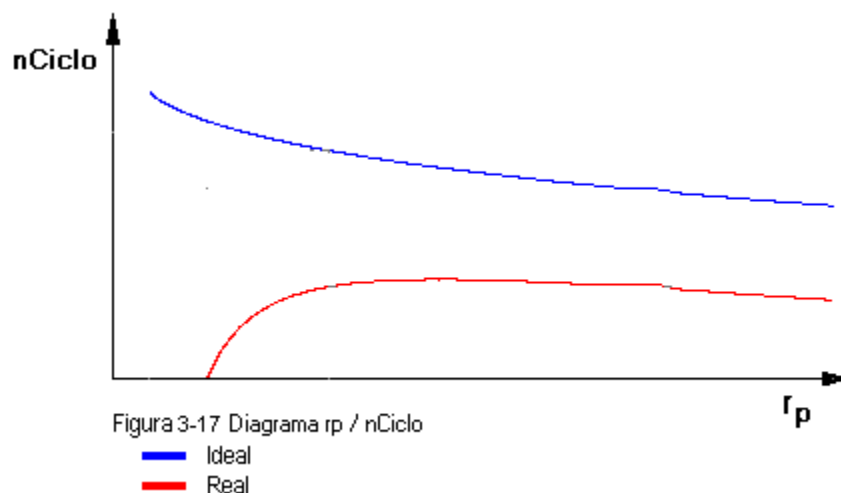


Aunque en la figura 3-15 solo se muestran dos etapas de compresión, el fluido podría pasar por otro refrigerador intermedio. Y después por otra etapa de compresión, hasta que se alcance la presión final. El resultado global es una disminución del trabajo neto necesario para una presión global de presiones dada.

La figura 3-14 muestra una aplicación de dos etapas de compresión con refrigeración intermedia para conseguir aire para uso industrial.



El diagrama $p-v$ de la figura 3-16 se muestra el efecto de la refrigeración intermedia en un compresor de dos etapas. En esta figura se ha supuesto que el refrigerador intermedio enfría el fluido hasta su temperatura inicial antes de entrar en la segunda etapa. Los procesos de compresión entre las presiones p_1 y p_2 , y p_3 a p_4 son del $p v^n = \text{cte}$. Adviértase que la temperatura final T_4 es menor que la temperatura en el estado que tendría lugar sin refrigeración intermedia. Como consecuencia de esta temperatura menor, un ciclo de turbina de gas con refrigeración intermedia es especialmente adaptable a la regeneración. De hecho la refrigeración intermedia es prometedora solo si se utiliza al mismo tiempo un regenerador; de lo contrario, se debería suministrar al ciclo una cantidad considerable de calor a una temperatura relativamente baja. Debe tenerse en cuenta también que se necesitara un regenerador considerablemente mayor cuando se utilice la refrigeración intermedia.



EJEMPLO MATEMÁTICO DEL CICLO CON REFRIGERACIÓN INTERMEDIA.

Una central térmica con TG funciona en circuito abierto, con refrigeración intermedia entre los dos compresores de baja y alta gracias a lo cual el aire entra en el compresor de alta a la misma temperatura que en el de baja; en el interrefrigerador no se consideran pérdidas de presión alguna, y la relación de compresión es la misma en ambos compresores, y 6 es la relación de compresión

total. En el compresor de baja entran $3.5 \frac{\text{kg}}{\text{seg}}$ aire de la atmósfera a 1 bar y 295°K , que luego de recorrer las etapas del compresor, pasa a la cámara de combustión, donde se eleva la temperatura hasta 1100°K , mediante la quema de un combustible cuyo $\text{PCI} = 41000 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$, habiendo atravesado previamente el regenerador, y experimenta desde la salida del compresor a la entrada en la turbina una pérdida de presión de 0.3 bar , en el flujo de gases de escape de la turbina hay también una pérdida de presión de 0.4 bar hasta su salida a la atmósfera $N_{ic} = 82\%$, $N_{mc} = 98\%$, $N_{it} = 85\%$, $N_{mt} = 98\%$, $N_{reg} = 70\%$, $R = 286.9 \frac{\text{J}}{\text{kg}^\circ\text{K}}$

- Calcular los valores de las propiedades termodinámicas, necesarias del gas en cada punto del ciclo.
- Calcular $\%Q_{aho}$, W_{sc} , W_{cr} , P_{acr} , P_{ac} , W_{st} , W_{tr} , P_{et} , P_{etr} , N_{ciclo} , Q_{reg} , Q_{cc} .

Solución

Parámetros del aire en los puntos característicos del ciclo

En el punto 1 (parte ideal, sin regenerador)

Datos conocidos:

$$T_1 = 295^\circ\text{K}, P_1 = 100000 \text{ pas}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente de la temperatura a la entrada del compresor (T_1)

$$h_1 = 295.17 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}, P_{r1} = 1.3068, S_1^0 = 1.66802 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{K}}$$

Calculo de la entropía, exergía y volumen específico:

$$S_1 = S_1^0 + 0.00005 - 0.2869[\ln(P_1/100000)]$$

$$S_1 = 1.6852 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{K}}$$

$$Ex_1 = h_1 - 295.17 - 295(S_1 - 1.6852)$$

$$Ex_1 = 0$$

$$V_1 = \frac{R * T_1}{P_1}$$

$$V_1 = 0.8464 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Punto 2. (1- 2 proceso isentrópico de un gas ideal)

Datos conocidos

$$S_2 = S_1 = 1.6852 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}, \quad r_p = 6$$

Calculo de la presión, presión relativa, volumen específico y exergía

$$r_{p1} = \sqrt{r_p} = r_{p2} = 2.45$$

$$P_2 = r_{p1} * P_1 = 244948.9743 \text{ pas}$$

$$P_{r2} = r_{p1} * P_{r1} = 3.2$$

$$V_2 = 0.446 \text{ m}^3/\text{kg}, \quad Ex_2 = 86.428 \text{ kJ/kg}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente de la presión relativa a la salida del compresor (P_{r2})

$$h_2 = 381.598 \text{ kJ/kg}, \quad T_2 = 380.819^\circ\text{K}$$

Punto 3. (2-3 extracción de calor a presión constante).

$$P_3 = P_2, \quad T_3 = T_1,$$

$$h_3 = 295.17 \text{ kJ/kg}, \quad P_{r3} = 1.3068, \quad S_3^0 = 1.66802 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$$

Calculo de la entropía, exergía y volumen específico:

$$S_3 = 1.428 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$$

$$Ex_3 = 75.823 \text{ KJ/Kg}$$

$$V_3 = 0.3455 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Punto 4. (3-4 compresión isentropica).

$$P_4 = r_{p2} * P_3 = 600000 \text{ pas}$$

$$P_{r4} = r_{p2} * P_{r3} = 3.2$$

$$V_4 = 0.182 \text{ m}^3/\text{kg}, \quad Ex_4 = 162.25 \text{ kJ/kg}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente de la presión relativa a la salida del compresor (P_{r4})

$$h_4 = 381.598 \text{ kJ/kg}, T_4 = 380.819^\circ \text{K}$$

$$S_3 = S_4 = 1.428 \text{ kJ/kg}^\circ \text{K}$$

Punto 5.

Datos conocidos

$$N_{reg} = 0, P_5 = P_4 = 600000 \text{ pas}$$

Datos calculados

$$h_5 = N_{reg}(h_7 - h_4) + h_4 = h_4,$$

Por ende, todas las propiedades en este punto son iguales a las del anterior

Punto 6. (4- 6 adiciones de calor a presión constante)

Datos conocidos

$$T_6 = 1100^\circ \text{K}, P_6 = P_4 = 600000 \text{ pas}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente a la temperatura máxima del ciclo (T_6)

$$h_6 = 1161.07 \text{ kJ/kg}, P_{r6} = 167.1, S_6^0 = 3.07732 \text{ kJ/kg}^\circ \text{K}$$

Datos calculados

$$S_6 = 2.56331 \text{ kJ/kg}^\circ \text{K}, Ex_6 = 606.856 \text{ kJ/kg}, V_6 = 0.526 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Punto 7. (6-7 proceso de expansión isentrópica)

Datos conocidos

$$r_e = r_p, P_7 = P_1,$$

Datos calculados

$$P_{r7} = \frac{P_{r6}}{r_e} \Rightarrow P_{r7} = 27.85$$

$$S_7 = 2.56309 \text{ kJ/kg}^\circ \text{K}, Ex_7 = 152.37 \text{ kJ/kg}, V_7 = 1.99 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente a la presión relativa a la salida de la turbina (P_{r7})

$$h_7 = 706.49 \text{ kJ/kg}, T_7 = 693.78^\circ\text{K}, S_7^0 = 2.56304 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$$

Punto 8.

Datos conocidos

$$N_{reg} = 0, P_8 = P_1 = 100000 \text{ pas}$$

Datos calculados

$$h_8 = N_{reg}(h_4 - h_7) + h_7 = h_7$$

Por ende, todas las propiedades en este punto son iguales a las del anterior

Datos adicionales.

Calculo del trabajo isentrópico del compresor de baja y de alta y sus potencias de accionamiento:

$$W_{sc1} = h_2 - h_1 = 86.428 \text{ kJ/kg} \text{ y } P_{ac1} = m_a * W_{sc1} = 302.498 \text{ kW}$$

$$W_{sc2} = h_4 - h_3 = 86.428 \text{ kJ/kg} \text{ y } P_{ac2} = m_a * W_{sc2} = 302.498 \text{ kW}$$

Calculo del trabajo isentrópico de la turbina y su potencia de accionamiento:

$$W_{st} = h_6 - h_7 = 454.58 \text{ kJ/kg}, P_{et} = m_a(1 + F)W_{st} = 1621.278 \text{ kW}$$

Calculo del trabajo neto y la potencia neta del ciclo:

$$W_n = W_{st} - W_{sc1} - W_{sc2} = 281.72 \text{ kJ/kg}, P_n = P_{et} - P_{ac1} - P_{ac2} = 1016.2818 \text{ kW}$$

Relación entre el trabajo neto y trabajo isentrópico de la turbina y la eficiencia del ciclo:

$$\frac{W_n}{W_{st}} * 100 = 61.67\%, N_{ciclo} = \frac{P_n}{Q_e} * 100 = 36.22\%$$

Relación entre el trabajo isentrópico total de los compresores y trabajo isentrópico de la turbina:

$$\frac{W_{sct}}{W_{st}} * 100 = 38.03\%,$$

Calor de entrada al ciclo, agregado en la cámara de combustión:

$$q_e = h_6 - h_5 = 779.476 \text{ kJ/kg}, Q_e = (m_a + m_c)h_6 - m_a * h_5 = 2805.776 \text{ kW}$$

Relación de combustible aire, masa de combustible masa de aire:

$$F = q_e / PCI \Rightarrow F = 0.019, m_c = F * m_a = 0.06654 \text{ kg/seg}$$

Calculo del ciclo ideal, agregándole un regenerador.

Los valores de las variables en todos los puntos permanecen igual con excepción de los valores de las variables en los siguientes puntos:

Punto 5

Datos conocidos, eficiencia del regenerador y presión a la salida del regenerador.

$$N_{reg} = 1, P_5 = P_4 = 600000 \text{ pas}$$

Datos calculados

$$h_5 = N_{reg}(h_7 - h_4) + h_4 = h_7 = 706.49 \text{ kJ/kg},$$

$$S_5 = 2.049034 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}, Ex_5 = 303.989 \text{ kJ/kg}, V_5 = 0.332 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Con el valor de la entalpía e interpolando por las tablas se tienen la presión relativa en el punto la temperatura y la entropía relativa.

$$P_{r5} = 27.85, T_5 = 693.78^\circ\text{K}, S_5^0 = 2.56304 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$$

Propiedades del gas en la descarga a la atmósfera.

Punto 8

Datos conocidos

$$N_{reg} = 1, P_8 = P_1 = 100000 \text{ pas}$$

Datos calculados

$$h_8 = N_{reg}(h_4 - h_7) + h_7 = h_4 = 381.598 \text{ kJ/kg}$$

$$S_8 = 1.94221 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}, Ex_8 = 10.6 \text{ kJ/kg}, V_8 = 1.093 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Por ende $P_{r8} = 3.2, T_8 = 380.819^\circ\text{K}, S_8^0 = 1.94216 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$

Datos adicionales.

Calculo del trabajo isentrópico del compresor de baja y de alta y sus potencias de accionamiento:

$$W_{sc1} = h_2 - h_1 = 86.428 \text{ kJ/kg} \text{ y } P_{ac1} = m_a * W_{sc1} = 302.498 \text{ kW}$$

$$W_{sc2} = h_4 - h_3 = 86.428 \text{ kJ/kg} \text{ y } P_{ac2} = m_a * W_{sc2} = 302.498 \text{ kW}$$

Calculo del trabajo isentrópico de la turbina y su potencia de accionamiento:

$$W_{st} = h_6 - h_7 = 454.58 \text{ kJ/kg}, P_{et} = m_a (1 + F) W_{st} = 1608.67 \text{ kW}$$

Calculo del trabajo neto y la potencia neta del ciclo:

$$W_n = W_{st} - W_{sc1} - W_{sc2} = 281.72 \text{ kJ/kg}, P_n = P_{et} - P_{ac1} - P_{ac2} = 1003.674 \text{ kW}$$

Relación entre el trabajo neto y trabajo isentrópico de la turbina y la eficiencia del ciclo:

$$\frac{W_n}{W_{st}} * 100 = 61.67\%, N_{ciclo} = \frac{P_n}{Q_e} * 100 = 61.33\%$$

Relación entre el trabajo isentrópico total de los compresores y trabajo isentrópico de la turbina:

$$\frac{W_{sct}}{W_{st}} * 100 = 38.03\%, \% Q_{aho} = \frac{Q_{reg}}{Q_{reg} + Q_e} * 100 \Rightarrow \% Q_{aho} = 40.99\%$$

Calor cedido por los gases de escape de la turbina:

$$q_{reg} = h_5 - h_4 = 324.892 \text{ kJ/kg}, Q_{reg} = m_a * q_{reg} = 1137.122 \text{ kW}$$

Calor de entrada al ciclo, agregado en la cámara de combustión:

$$q_e = h_6 - h_5 = 454.58 \text{ kJ/kg}, Q_e = (m_a + m_c) h_6 - m_a * h_5 = 1636.45 \text{ kW}$$

Relación de combustible aire, masa de combustible:

$$F = q_e / PCI \Rightarrow F = 0.011, m_c = F * m_a = 0.0388 \text{ kg/seg}$$

Parámetros del aire en los puntos característicos del ciclo debido a las irreversibilidades.

En el punto 1 (parte real)

- los valores de las propiedades termodinámicas en este punto, son iguales a los de la parte ideal

Punto 2.

Datos conocidos

$$r_{p1} = \sqrt{r_p} = r_{p2} = 2.45, N_{ic} = 82\%$$

$$P_2 = r_{p1} * P_1 = 244948.9743 \text{ pas}$$

Datos calculados

$$h_{2r} = h_1 + \frac{W_{sc}}{N_{ic}} = 400.57 \text{ kJ/kg}$$

$$S_{2r} = S_{2r}^0 + 0.00005 - 0.2869[\ln(P_{2r}/100000)]$$

$$S_{2r} = 1.734 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$$

$$Ex_{2r} = h_{2r} - 295.17 - 295(S_{2r} - 1.6852)$$

$$Ex_{2r} = 91.027 \text{ kJ/kg}$$

$$V_{2r} = \frac{R * T_{2r}}{P_{2r}}$$

$$V_{2r} = 0.468 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente a (h_{2r})

$$P_{r2r} = 3.7928, S_{2r}^0 = 1.9909 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}, T_{2r} = 399.594^\circ\text{K}$$

Punto 3. (2-3 extracción de calor a presión constante).

$$P_3 = P_2, T_3 = T_1,$$

$$h_3 = 295.17 \text{ kJ/kg}, P_{r3} = 1.3068, S_3^0 = 1.66802 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$$

Calculo de la entropía, exergía y volumen específico:

$$S_3 = 1.428 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$$

$$Ex_3 = 75.823 \text{ kJ/kg}$$

$$V_3 = 0.3455 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Punto 4. (3-4 compresión isentrópica).

$$P_4 = r_{p2} * P_3 = 600000 \text{ pas}, N_{ic} = 82\%$$

Datos calculados

$$h_{4r} = h_3 + \frac{W_{sc2}}{N_{ic}} = 400.57 \text{ kJ/kg}$$

$$S_{4r} = S_{4r}^0 + 0.00005 - 0.2869[\ln(P_{4r}/100000)]$$

$$S_{4r} = 1.477 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$$

$$Ex_{4r} = h_{4r} - 295.17 - 295(S_{4r} - 1.6852)$$

$$Ex_{4r} = 166.85 \text{ kJ/kg}$$

$$V_{4r} = \frac{R \cdot T_{2r}}{P_{2r}}, \quad V_{4r} = 0.191 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente a (h_{4r})

$$P_{r4r} = 3.7928, S_{4r}^0 = 1.9909 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}, T_{4r} = 399.594^\circ\text{K}$$

Punto 5.

Datos conocidos

$$N_{reg} = 0$$

Datos calculados

$$h_{5r} = N_{reg}(h_{7r} - h_{4r}) + h_{4r} = h_{4r},$$

Por ende, todas las propiedades en este punto son iguales a las del anterior

Punto 6.

Datos conocidos

$$T_{6r} = 1100^\circ\text{K}, \Delta P_{4-6} = 0.3 \text{ bar}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente a la temperatura máxima (T_{6r})

$$h_{6r} = 1161.07 \text{ kJ/kg}, P_{r6r} = 167.1, S_{6r}^0 = 3.07732 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$$

Datos calculados debido a la caída de presión en la cámara de combustión:

$$P_{6r} = P_{4r} - \Delta P_{4-6} = 5.7 \text{ bar}$$

$$S_{6r} = 2.578 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}, Ex_{6r} = 602.52 \text{ kJ/kg}, V_{6r} = 0.5536 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Punto 7.

Datos calculados

$$P_{7r} = P_1 + \Delta P_{7-1} = 1.4 \text{ bar}$$

$$r_e = \frac{P_{6r}}{P_{7r}} \Rightarrow r_e = 4.07143, \quad P_r = \frac{P_{r6}}{r_e} \Rightarrow P_r = 41.0421$$

$$S_{7r} = 2.6482 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{K}}, \quad Ex_{7r} = 264.4293 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}, \quad V_{7r} = 1.68 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente a (P_r)

$$h = 787.67 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}, \quad h_{7r} = h_6 - (h_6 - h)N_{it} = 843.68 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente a (h_{7r})

$$P_{r7r} = 52.524, \quad S_{7r}^0 = 2.74467 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{K}}, \quad T_{7r} = 819.727^\circ\text{K}$$

Punto 8.

Datos conocidos

$$N_{reg} = 0$$

Datos calculados

$$h_{8r} = N_{reg}(h_{4r} - h_{7r}) + h_{7r} = h_{7r}$$

Por ende, todas las propiedades en este punto son iguales a las del anterior

Datos adicionales.

Calculo del trabajo isentrópico del compresor de baja y de alta y sus potencias de accionamiento:

$$Wcr_1 = h_{2r} - h_1 = 105.4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad \text{y} \quad P_{ac1r} = m_a * Wcr_1 / N_{mc} = 376.42857 \text{ kW}$$

$$Wcr_2 = h_{4r} - h_3 = 105.4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad \text{y} \quad P_{ac2r} = m_a * Wcr_2 / N_{mc} = 376.428 \text{ kW}$$

Calculo del trabajo isentrópico de la turbina y su potencia de accionamiento:

$$Wtr = h_6 - h_{7r} = 317.39 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}, \quad P_{et1r} = m_a (1 + F) Wtr * N_{mt} = 1108.84 \text{ kW}$$

Calculo del trabajo neto y la potencia neta del ciclo:

$$Wnr = Wtr - Wcr_1 - Wcr_2 = 106.59 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}, \quad P_{nr} = P_{etr} - P_{ac1r} - P_{ac2r} = 355.984 \text{ kW}$$

Relación entre el trabajo neto y trabajo isentrópico de la turbina y la eficiencia del ciclo:

$$\frac{W_{nr}}{W_{tr}} * 100 = 33.58\% , \quad N_{ciclor} = \frac{P_{nr}}{Q_{er}} * 100 = 13.00\%$$

Relación entre el trabajo isentrópico total de los compresores y trabajo isentrópico de la turbina:

$$\frac{W_{c_{tr}}}{W_{t_r}} * 100 = 66.42\% ,$$

Calor de entrada al ciclo, agregado en la cámara de combustión:

$$q_{er} = h_6 - h_{5r} = 760.5 \text{ kJ/kg} , \quad Q_{er} = (m_a + m_c)h_6 - m_a * h_{5r} = 2737.13 \text{ kW}$$

Relación de combustible aire, masa de combustible masa de aire:

$$Fr = q_{er} / PCI \Rightarrow F = 0.01855 , \quad m_{cr} = Fr * m_a = 0.06492 \text{ kg/seg}$$

Calculo de mismo ciclo real, agregándole un regenerador.

Los valores de las variables en todos los puntos permanecen igual con excepción de los valores de las variables en los siguientes puntos:

Punto 5

Datos conocidos

$$N_{regr} = 0.7 , \quad P_3 = 587626.99 \text{ pas}$$

Datos calculados

$$h_{5r} = N_{regr} (h_{7r} - h_{4r}) + h_{4r} = 710.747 \text{ kJ/kg} ,$$

$$S_5 = 2.5780 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K} , \quad Ex_5 = 304.68 \text{ kJ/kg} , \quad V_5 = 0.3406 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\text{Por ende, } P_{r5r} = 28.4456 , \quad T_{5r} = 697.65^\circ\text{K} , \quad S_{5r}^0 = 2.5714 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$$

Punto 8

Datos conocidos

$$N_{regr} = 0.7 , \quad P_{8r} = 120093.3 \text{ pas}$$

Datos calculados

$$h_{8r} = N_{regr}(h_{4r} - h_{7r}) + h_{7r} = 533.433 \text{ kJ/kg}$$

$$S_8 = 2.2263 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}, \quad Ex_8 = 78.71 \text{ kJ/kg}, \quad V_8 = 1.2651 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\text{Por ende } P_{r8r} = 10.3337, \quad T_{8r} = 529.47^\circ\text{K}, \quad S_{8r}^0 = 2.27862 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$$

Datos adicionales

Calculo del trabajo isentrópico del compresor de baja y de alta y sus potencias de accionamiento:

$$Wcr_1 = h_{2r} - h_1 = 105.4 \text{ kJ/kg} \text{ y } P_{ac1r} = m_a * Wcr_1 / N_{mc} = 376.42857 \text{ kW}$$

$$Wcr_2 = h_{4r} - h_3 = 105.4 \text{ kJ/kg} \text{ y } P_{ac2r} = m_a * Wcr_2 / N_{mc} = 376.428 \text{ kW}$$

Calculo del trabajo isentrópico de la turbina y su potencia de accionamiento:

$$Wtr = h_6 - h_{7r} = 317.39 \text{ kJ/kg}, \quad P_{et1r} = m_a (1 + Fr) Wtr * N_{mt} = 1100.6 \text{ kW}$$

Calculo del trabajo neto y la potencia neta del ciclo:

$$Wnr = Wtr - Wcr_1 - Wcr_2 = 106.59 \text{ kJ/kg}, \quad P_{nr} = P_{etr} - P_{ac1r} - P_{ac2r} = 347.75 \text{ kW}$$

Relación entre el trabajo neto y trabajo isentrópico de la turbina y la eficiencia del ciclo:

$$\frac{Wnr}{Wtr} * 100 = 33.58\%, \quad \eta_{ciclor} = \frac{P_{nr}}{Q_{er}} * 100 = 21.46\%$$

Relación entre el trabajo isentrópico total de los compresores y trabajo isentrópico de la turbina:

$$\frac{Wc_{tr}}{Wt_r} * 100 = 66.42\%, \quad \%Q_{ahor} = \frac{Q_{regr}}{Q_{regr} + Q_{er}} * 100 \Rightarrow \%Q_{ahor} = 40.11\%$$

Calor cedido por los gases de escape de la turbina:

$$q_{regr} = h_{5r} - h_{4r} = 310.177 \text{ kJ/kg}, \quad Q_{regr} = m_a * q_{regr} = 1085.62 \text{ kW}$$

Calor de entrada al ciclo, agregado en la cámara de combustión:

$$q_{er} = h_6 - h_{5r} = 450.323 \text{ kJ/kg}, \quad Q_{er} = (m_a + m_c) h_6 - m_a * h_{5r} = 1620.7646 \text{ kW}$$

Relación de combustible aire, masa de combustible masa de aire:

$$Fr = q_{er} / PCI \Rightarrow Fr = 0.0109, \quad m_{cr} = Fr * m_a = 0.0384 \text{ kg/seg}$$

3.3.4 CICLO CON RECALENTAMIENTO INTERMEDIO

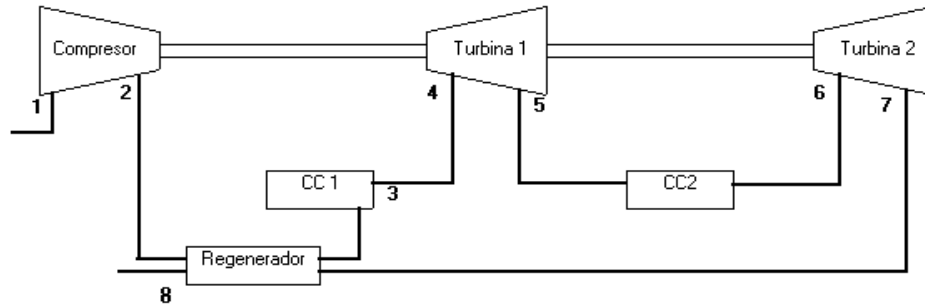


Figura 3-18. Diagrama de flujo de un ciclo de turbina de gas con recalentamiento intermedio.

Como se muestra en el esquema, en este ciclo se cambia la unidad de la turbina de una etapa de expansión, por una unidad de turbina de dos etapas de expansión, colocándole una segunda cámara de combustión entre las dos etapas de expansión de la unidad, con el fin de aumentar el trabajo neto, y así el rendimiento térmico del ciclo, lo que compensa, el elevado costo y tamaño del ciclo, y se puede elevar aun mas la eficiencia si se coloca un regenerador en el ciclo.

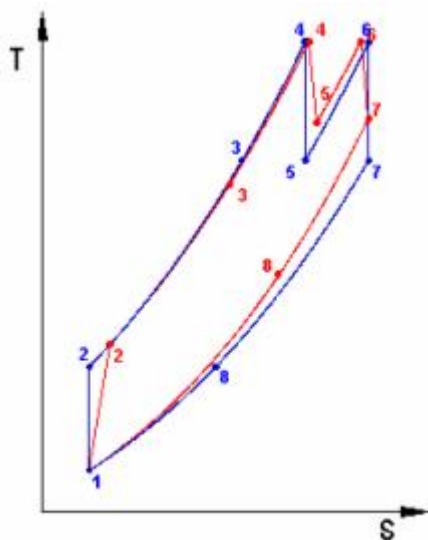


Figura 3-19 Diagrama Ts ciclo Con Recalentamiento Intermedio
— Ideal
— Real

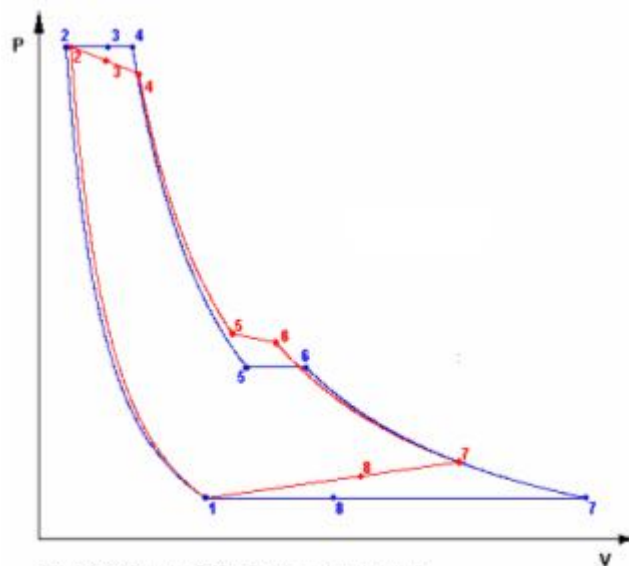
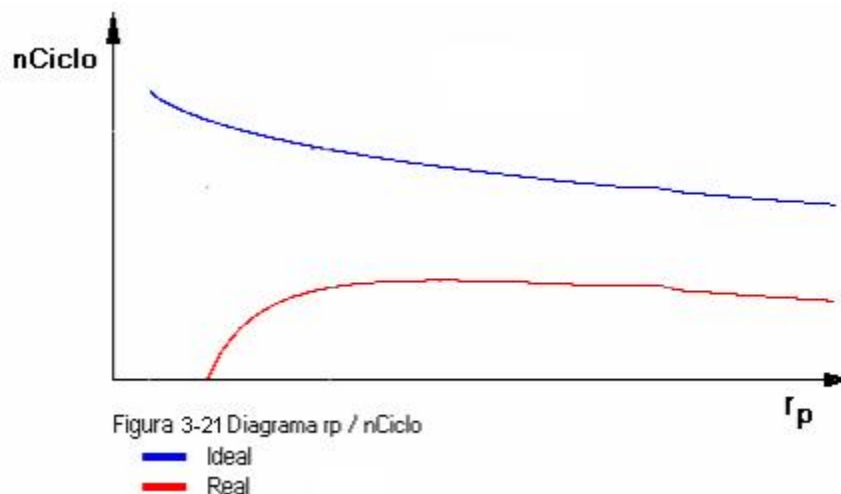


Figura 3-20 Diagrama PV Con Recalentamiento Intermedio
— Ideal
— Real

El funcionamiento del esquema es el siguiente: Entra aire de la atmósfera al compresor, el cual es accionado inicialmente por un motor de arranque y luego por la unidad de la turbina de dos etapas de expansión. En el caso que el ciclo tenga regenerador, el aire comprimido en el compresor pasa por el regenerador, ganando calor de los gases que salen de la turbina, luego este aire entra en la primera cámara de combustión, donde se inyecta y quema combustible, elevando aun mas la temperatura del aire, este proceso se realiza a presión aproximadamente constante, al igual que en el regenerador y la segunda cámara de combustión. A continuación el aire mezclado con los productos de combustión, a alta presión y temperatura entran en la primera etapa de expansión de la unidad turbina de gas, de allí pasan a una segunda cámara de combustión, donde se vuelve a elevar la temperatura hasta que alcance el mismo valor que tenían al entrar en la primera etapa de expansión de la unidad turbina de gas. Después de esto el aire mezclado entra en la segunda etapa de expansión de la unidad; las dos etapas de la unidad, con la utilización de la energía del aire mezclado, desarrollan la potencia necesaria para el accionamiento del compresor y la potencia neta adicional en el eje, al cual pueden acoplarse un alternador o cualquier otra maquina receptora. Si se coloca un intercambiador de calor en el ciclo, el aire mezclado que pasa por la segunda etapa de expansión pasa por el intercambiador, con el fin de ceder una parte del calor que aun posee, antes de salir a la atmósfera.



EJEMPLO DEL CICLO CON RECALENTAMIENTO INTERMEDIO

Una central térmica con turbina de gas en circuito abierto con recalentamiento intermedio entre las dos turbinas de alta y baja, con lo que se vuelve a elevar la temperatura de los gases a $1100^{\circ}K$ que tenían a la entrada de la turbina de alta. El rendimientos internos 0.85 y 0.82, para las turbinas y compresor respectivamente, la relación de presiones es $r_p = 6$. De 2 a 4 hay una caída de presión de $0.3bar$, de 5 a 6 de $0.1bar$ y de 7 a 8 una de $0.4bar$

Los datos de entrada son; $m_a = 3.5 \frac{kg}{seg}$, $P_1 = 1bar$, $T_1 = 295^{\circ}K$ combustible gas-oil densidad de 0.93 $PCI = 41000 \frac{kJ}{kg}$, $N_{reg} = 0.7$

$$N_{mc} = 98\%, N_{mt} = 98\%, R = 286.9 \frac{J}{kg^{\circ}K}$$

- Calcular h, S, P_r, V, Ex, P, T en todos los puntos del ciclo.
- Calcular $\%Q_{aho}, W_{sc}, W_{cr}, P_{acr}, P_{ac}, W_{st}, W_{tr}, P_{et}, P_{etr}, N_{ciclo}, Q_{reg}, Q_{cc}$.

Solución

Parámetros del aire en los puntos característicos del ciclo

En el punto 1 (parte ideal, sin regenerador).

Datos conocidos:

$$T_1 = 295^{\circ}K, P_1 = 100000 pas$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente de la temperatura a la entrada del compresor (T_1)

$$h_1 = 295.17 \frac{kJ}{kg}, P_{r1} = 1.3068, S_1^0 = 1.66802 \frac{kJ}{kg^{\circ}K}$$

Calculo de la entropía, exergía y volumen específico:

$$S_1 = S_1^0 + 0.00005 - 0.2869[\ln(P_1/100000)]$$

$$S_1 = 1.6852 \frac{kJ}{kg^{\circ}K}$$

$$Ex_1 = h_1 - 295.17 - 295(S_1 - 1.6852)$$

$$Ex_1 = 0$$

$$V_1 = \frac{R * T_1}{P_1}$$

$$V_1 = 0.8464 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Punto 2. (1- 2 proceso isentrópico de un gas ideal).

Datos conocidos

$$S_2 = S_1 = 1.6852 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}, r_p = 6$$

Calculo de la presión, presión relativa, volumen específico y exergía:

$$P_2 = r_p * P_1 = 600000 \text{ pas}$$

$$P_{r2} = r_p * P_{r1} = 7.8408$$

$$V_2 = 0.2344 \text{ m}^3/\text{kg}, Ex_2 = 197.82 \text{ kJ/kg}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente de la presión relativa a la salida del compresor (P_{r2})

$$h_2 = 493.034 \text{ kJ/kg}, T_2 = 490.286^\circ\text{K}$$

Punto 3.

Datos conocidos

$$N_{reg} = 0, P_3 = P_2 = 600000 \text{ pas}$$

Datos calculados

$$h_3 = N_{reg}(h_7 - h_2) + h_2 = h_2,$$

Por ende, todas las propiedades en este punto son iguales a las del anterior

Punto 4. (2- 4 adiciones de calor a presión constante).

Datos conocidos

$$T_4 = 1100^\circ\text{K}, P_4 = P_2 = 600000 \text{ pas}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente a la temperatura máxima del ciclo (T_4)

$$h_4 = 1161.07 \text{ kJ/kg}, P_{r4} = 167.1, S_4^0 = 3.07732 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$$

Datos calculados

$$S_4 = 2.56331 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ K}, \quad Ex_4 = 606.856 \frac{kJ}{kg}, \quad V_4 = 0.526 \frac{m^3}{kg}$$

Punto 5. (4-5 proceso de expansión isentrópica).

Datos calculados

$$P_5 = \sqrt{P_4 * P_7} = 2.45 bar$$

$$r_{e1} = \frac{P_4}{P_5} = 2.45$$

$$P_{r5} = \frac{P_4}{r_{e1}} = 68.218$$

$$S_5 = 2.5633 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ K}, \quad Ex_5 = 353.47 \frac{kJ}{kg}, \quad V_5 = 1.0277 \frac{m^3}{kg}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente a la presión relativa a la salida de la primera etapa de la turbina (P_{r5})

$$h_5 = 907.677 \frac{kJ}{kg}, \quad T_5 = 877.413^\circ K, \quad S_5^0 = 2.82012 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ K}$$

Punto 6. (5- 6 adiciones de calor a presión constante).

Datos conocidos

$$T_6 = 1100^\circ K, \quad P_6 = P_5 = 244948.97 pas$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente a (T_6)

$$h_6 = 1161.07 \frac{kJ}{kg}, \quad P_{r6} = 167.1, \quad S_6^0 = 3.07732 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ K}$$

Datos calculados

$$S_6 = 2.82034 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ K}, \quad Ex_6 = 531.033 \frac{kJ}{kg}, \quad V_6 = 1.2884 \frac{m^3}{kg}$$

Punto 7. (6-7 proceso de expansión isentrópica).

Datos conocidos

$$P_7 = P_1 = 100000 pas, \quad S_7 = S_6 = 2.82034 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ K}$$

Datos calculados

$$r_{e2} = \frac{P_6}{P_7} = 2.45$$

$$P_{r7} = P_{r6} / r_{e2} = 68.218$$

$$Ex_7 = 277.64 \text{ kJ/kg}, V_7 = 2.52 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente a la presión relativa a la salida de la segunda etapa de la turbina (P_{r7})

$$h_7 = 907.677 \text{ kJ/kg}, T_7 = 877.413^\circ\text{K},$$

Propiedades del gas en la descarga a la atmósfera.

Punto 8.

Datos conocidos

$$N_{reg} = 0, P_8 = P_1 = 100000 \text{ pas}$$

Datos calculados

$$h_8 = N_{reg}(h_2 - h_7) + h_7 = h_7$$

Por ende, todas las propiedades en este punto son iguales a las del anterior

Datos adicionales

Calculo del trabajo isentrópico del compresor y su potencia de accionamiento:

$$W_{sc} = h_2 - h_1 = 197.864 \text{ kJ/kg}, P_{ac} = m_a * W_{sc} = 692.51 \text{ kW}$$

Calculo del trabajo isentrópico de la primera etapa de la turbina y la potencia que entrega:

$$W_{st1} = h_4 - h_5 = 253.393 \text{ kJ/kg}, P_{et1} = m_a(1 + F_1)W_{st1} = 901.3316 \text{ kW}$$

Calculo del trabajo isentrópico de la segunda etapa de la turbina y la potencia que entrega:

$$W_{st2} = h_6 - h_7 = 253.393 \text{ kJ/kg}, P_{et2} = (m_a + m_{c1} + m_{c2})W_{st2} = 906.896 \text{ kW}$$

Calculo del trabajo neto y la potencia neta del ciclo:

$$W_n = W_{st1} + W_{st2} - W_{sc} = 308.922 \text{ kJ/kg}, P_n = P_{et1} + P_{et2} - P_{ac} = 1115.614 \text{ kW}$$

Relación entre el trabajo isentrópico total de los compresores y trabajo isentrópico total de la turbina:

$$\frac{W_{sc}}{W_{st_t}} * 100 = 39.04\% , Q_{et} = Q_{e1} + Q_{e2} = 3331.19 kW$$

Relación entre el trabajo neto y trabajo isentrópico total de la turbina:

$$\frac{W_n}{W_{st_t}} * 100 = 60.96\% , N_{ciclo} = \frac{P_n}{Q_{et}} * 100 = 33.49\%$$

Calor de entrada al ciclo, agregado en la primera cámara combustión:

$$q_{e1} = h_4 - h_3 = 668.036 \text{ kJ/kg} , Q_{e1} = (m_a + m_{c1})h_4 - m_a * h_3 = 2404.34 kW$$

Calor de entrada al ciclo, agregado en la segunda cámara combustión:

$$q_{e2} = h_6 - h_5 = 253.393 \text{ kJ/kg} , Q_{e2} = (m_a + m_{c1} + m_{c2})h_6 - (m_a + m_{c1})h_5 = 926.85 kW$$

Relación de combustible aire, masa de combustible masa de aire en la primera cámara de combustión:

$$F_1 = q_{e1} / PCI \Rightarrow F_1 = 0.0163 , m_{c1} = F_1 * m_a = 0.057 \text{ kg/seg}$$

Relación de combustible aire, masa de combustible masa de aire en la segunda cámara de combustión:

$$F_2 = q_{e2} / PCI \Rightarrow F_2 = 0.062 , m_{c2} = F_2 (m_a + m_{c1}) = 0.021984 \text{ kg/seg}$$

Calculo del mismo ciclo ideal, agregándole un regenerador.

Los valores de las variables en todos los puntos permanecen igual con excepción de los valores de las variables en los siguientes puntos:

Punto 3

Datos conocidos

$$N_{reg} = 1 , P_3 = P_2 = 600000 \text{ pas}$$

Datos calculados

$$h_3 = N_{reg} (h_7 - h_2) + h_2 = h_7 = 907.677 \text{ kJ/kg} ,$$

$$S_3 = 2.3061 \text{ kJ/kg}^\circ K , Ex_3 = 429.34 \text{ kJ/kg} , V_3 = 0.41955 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\text{Por ende, } P_{r3} = 68.2183 , T_3 = 877.413^\circ K$$

Punto 8

Datos conocidos

$$N_{reg} = 1, P_8 = P_1 = 100000 \text{ pas}$$

Datos calculados

$$h_8 = N_{reg}(h_2 - h_7) + h_7 = h_2 = 493.034 \text{ kJ/kg}$$

$$S_8 = 2.1994 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}, Ex_8 = 46.175 \text{ kJ/kg}, V_8 = 1.4066 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\text{Por ende } P_{r8} = 7.8408, T_8 = 490.286^\circ\text{K}, S_8^0 = 2.1994 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$$

Datos adicionales

Calculo del trabajo isentrópico del compresor y su potencia de accionamiento:

$$W_{sc} = h_2 - h_1 = 197.864 \text{ kJ/kg}, P_{ac} = m_a * W_{sc} = 692.51 \text{ kW}$$

Calculo del trabajo isentrópico de la primera etapa de la turbina y la potencia que entrega:

$$W_{st1} = h_4 - h_5 = 253.393 \text{ kJ/kg}, P_{et1} = m_a(1 + F_1)W_{st1} = 892.3567 \text{ kW}$$

Calculo del trabajo isentrópico de la segunda etapa de la turbina y la potencia que entrega:

$$W_{st2} = h_6 - h_7 = 253.393 \text{ kJ/kg}, P_{et2} = (m_a + m_{c1} + m_{c2})W_{st2} = 897.872 \text{ kW}$$

Calculo del trabajo neto y la potencia neta del ciclo:

$$W_n = W_{st1} + W_{st2} - W_{sc} = 308.922 \text{ kJ/kg}, P_n = P_{et1} + P_{et2} - P_{ac} = 1097.72 \text{ kW}$$

Relación entre el trabajo isentrópico total de los compresores y trabajo isentrópico total de la turbina:

$$\frac{W_n}{W_{st_t}} * 100 = 60.96\%, N_{ciclo} = \frac{P_n}{Q_{et}} * 100 = 59.99\%$$

Relación entre el trabajo isentrópico total de los compresores y trabajo isentrópico total de la turbina:

$$\frac{W_{sc}}{W_{st_t}} * 100 = 39.04\%, \%Q_{aho} = \frac{Q_{reg}}{Q_{reg} + Q_{et}} * 100 \Rightarrow \%Q_{aho} = 44.23\%$$

Calor cedido por los gases de escape de la turbina:

$$q_{reg} = h_3 - h_2 = 414.643 \text{ kJ/kg}, Q_{reg} = m_a * q_{reg} = 1451.25 \text{ kW}$$

Calor de entrada al ciclo, agregado en la primera cámara combustión:

$$q_{e1} = h_4 - h_3 = 253.393 \text{ kJ/kg}, Q_{e1} = (m_a + m_{c1})h_4 - m_a * h_3 = 911.99 \text{ kW}$$

Calor de entrada al ciclo, agregado en la segunda cámara combustión:

$$q_{e2} = h_6 - h_5 = 253.393 \text{ kJ/kg}, Q_{e2} = (m_a + m_{c1} + m_{c2})h_6 - (m_a + m_{c1})h_5 = 917.63 \text{ kW}$$

$$Q_{et} = Q_{e1} + Q_{e2} = 1829.62 \text{ kW}$$

Relación de combustible aire, masa de combustible masa de aire en la primera cámara de combustión:

$$F_1 = q_{e1} / PCI \Rightarrow F_1 = 0.00618, m_{c1} = F_1 * m_a = 0.02163 \text{ kg/seg}$$

Relación de combustible aire, masa de combustible masa de aire en la segunda cámara de combustión:

$$F_2 = q_{e2} / PCI \Rightarrow F_2 = 0.00618, m_{c2} = F_2 (m_a + m_{c1}) = 0.021765 \text{ kg/seg}$$

En el punto 1 (parte real)

- los valores de las propiedades termodinámicas en este punto, son iguales a los de la parte ideal.

Punto 2.

Datos conocidos

$$P_{2r} = r_p * P_1 = 600000 \text{ pas}$$

Datos calculados

$$h_{2r} = h_1 + W_{sc} / N_{ic} = 536.46756 \text{ kJ/kg}$$

$$S_{2r} = S_{2r}^0 + 0.00005 - 0.2869 [\ln(P_{2r} / 100000)]$$

$$S_{2r} = 1.77 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$Ex_{2r} = h_{2r} - 295.17 - 295(S_{2r} - 1.6852)$$

$$Ex_{2r} = 216.274 \text{ kJ/kg}$$

$$V_{2r} = \frac{R * T_{2r}}{P_{2r}}, V_{2r} = 0.2545 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente a (h_{2r})

$$P_{r2r} = 10.5451, S_{2r}^0 = 2.2843 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ K}, T_{2r} = 532.398^\circ K$$

Punto 3.

Datos conocidos

$$N_{reg} = 0, P_3 = P_2 = 600000 \text{ pas}$$

Datos calculados

$$h_{3r} = N_{reg}(h_{7r} - h_{2r}) + h_{2r} = h_{2r},$$

Por ende, todas las propiedades en este punto son iguales a las del anterior

Punto 4.

Datos conocidos

$$T_{4r} = 1100^\circ K, \Delta P_{2-4} = 0.3 \text{ bar}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente a (T_{4r})

$$h_{4r} = 1161.07 \frac{kJ}{kg}, P_{r4r} = 167.1, S_{4r}^0 = 3.07732 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ K}$$

Datos calculados

$$P_{4r} = P_{2r} - \Delta P_{2-4} = 5.7 \text{ bar}$$

$$S_{4r} = 2.578 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ K}, Ex_{4r} = 602.52 \frac{kJ}{kg}, V_{4r} = 0.5536 \frac{m^3}{kg}$$

Punto 5.

Datos calculados

$$P_{5r} = \sqrt{P_{4r} * P_{7r}} = 2.824889 \text{ bar}$$

$$r_{elr} = \frac{P_{4r}}{P_{5r}} = 2.01777$$

$$P_r = \frac{P_{r4}}{r_{elr}} = 82.8138$$

$$h_{5r} = h_4 - (h_4 - h)N_{it} = 988.25735 \frac{kJ}{kg}$$

$$S_{5r} = 2.61046 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ K}, Ex_{5r} = 420.135 \frac{kJ}{kg}, V_{5r} = 0.964 \frac{m^3}{kg}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente a (P_r)

$$h = 957.761 \text{ kJ/kg}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente a (h_{5r})

$$P_{r5r} = 92.8064, S_{5r}^0 = 2.90835 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}, T_{5r} = 949.135^\circ\text{K}$$

Punto 6.

Datos conocidos

$$T_6 = 1100^\circ\text{K}, P_{6r} = P_{5r} - \Delta P_{5-6} = 272488.9 \text{ pas}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente a (T_6)

$$h_6 = 1161.07 \text{ kJ/kg}, P_{r6} = 167.1, S_6^0 = 3.07732 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$$

Datos calculados

$$S_{6r} = 2.78977 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}, Ex_{6r} = 540.05 \text{ kJ/kg}, V_{6r} = 1.1582 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Punto 7. (6-7 proceso de expansión isentrópica)

Datos calculados

$$P_{7r} = P_1 + \Delta P_{7-1} = 140000 \text{ pas}$$

$$r_{e2r} = \frac{P_{6r}}{P_{7r}} = 1.946349$$

$$P_r = \frac{P_{r6}}{r_{e2r}} = 85.853$$

$$h_{7r} = h_6 - (h_6 - h)N_{it} = 996.3111 \text{ kJ/kg}$$

$$S_{7r} = 2.820336 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}, Ex_{7r} = 366.2759 \text{ kJ/kg}, V_{7r} = 1.95963 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente a (P_r)

$$h = 967.236 \text{ kJ/kg}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente a (h_{7r})

$$P_{r7r} = 95.554, S_{7r}^0 = 2.91682 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}, T_{7r} = 956.253^\circ\text{K}$$

Punto 8.

Datos conocidos

$$N_{reg} = 0, P_{8r} = P_{7r} = 140000 \text{ pas}$$

Datos calculados

$$h_{8r} = N_{reg} (h_{2r} - h_{7r}) + h_{7r} = h_{7r}$$

Por ende, todas las propiedades en este punto son iguales a las del anterior

Datos adicionales

Calculo del trabajo real del compresor y su potencia de accionamiento:

$$W_{cr} = h_{2r} - h_1 = 241.3 \text{ kJ/kg}, P_{acr} = m_a * W_{cr} / N_{mc} = 861.7857 \text{ kW}$$

Calculo del trabajo real de la primera etapa de la turbina y la potencia que entrega:

$$W_{tr1} = h_4 - h_{5r} = 172.81265 \text{ kJ/kg}, P_{et1r} = m_a (1 + F_{r1r}) W_{tr1r} * N_{mt} = 601.75715 \text{ kW}$$

Calculo del trabajo real de la segunda etapa de la turbina y la potencia que entrega:

$$W_{tr2} = h_6 - h_{7r} = 164.7589 \text{ kJ/kg}, P_{et2r} = (m_a + m_{c1r} + m_{c2r}) W_{tr2r} * N_{mt} = 576.15 \text{ kW}$$

Calculo del trabajo neto y la potencia neta del ciclo:

$$W_{nr} = W_{tr1} + W_{tr2} - W_{cr} = 96.27395 \text{ kJ/kg}, P_{nr} = P_{et1r} + P_{et2r} - P_{acr} = 316.122 \text{ kW}$$

Relación entre el trabajo neto real y el trabajo total real de las turbinas:

$$\frac{W_{nr}}{W_{tr_t}} * 100 = 28.52\%, N_{ciclor} = \frac{P_{nr}}{Q_{etr}} * 100 = 10.98\%$$

Relación entre el trabajo real total del compresor y trabajo real total de las turbinas:

$$\frac{W_{cr}}{W_{tr_t}} * 100 = 71.48\%, Q_{etr} = Q_{e1r} + Q_{e2r} = 2879.52 \text{ kW}$$

Calor de entrada al ciclo, agregado en la primera cámara combustión:

$$q_{e1r} = h_4 - h_{3r} = 624.60244 \text{ kJ/kg}, Q_{e1r} = (m_a + m_{c1r}) h_4 - m_a * h_{3r} = 2248.044 \text{ kW}$$

Calor de entrada al ciclo, agregado en la segunda cámara combustión:

$$q_{e2r} = h_6 - h_{5r} = 172.81265 \text{ kJ/kg},$$

$$Q_{e2r} = (m_a + m_{c1r} + m_{c2r})h_6 - (m_a + m_{c1})h_{5r} = 631.47422 \text{ kW}$$

Relación de combustible aire, masa de combustible masa de aire en la primera cámara de combustión:

$$F_{1r} = q_{e1r} / PCI \Rightarrow F_{1r} = 0.0152, m_{c1r} = F_{1r} * m_a = 0.05332 \text{ kg/seg}$$

Relación de combustible aire, masa de combustible masa de aire en la segunda cámara de combustión:

$$F_{2r} = q_{e2r} / PCI \Rightarrow F_{2r} = 0.004215, m_{c2r} = F_{2r} (m_a + m_{c1r}) = 0.015 \text{ kg/seg}$$

Calculo de mismo ciclo real, agregándole un regenerador.

Los valores de las variables en todos los puntos permanecen igual con excepción de los valores de las variables en los siguientes puntos:

Punto 3

Datos conocidos

$$N_{regr} = 0.7, P_3 = 58452.23 \text{ pas}$$

Datos calculados

$$h_{3r} = N_{regr} (h_{7r} - h_{2r}) + h_{2r} = 858.31736 \text{ kJ/kg},$$

$$S_3 = 2.256 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}, Ex_3 = 394.839 \text{ kJ/kg}, V_3 = 0.4089 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\text{Por ende, } P_{r3r} = 55.84, T_{3r} = 832.974^\circ\text{K}, S_{3r}^0 = 2.7623 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$$

Punto 8

Datos conocidos

$$N_{regr} = 0.7, P_{8r} = 124530.11 \text{ pas}$$

Datos calculados

$$h_{8r} = N_{regr} (h_{2r} - h_{7r}) + h_{7r} = 674.403192 \text{ kJ/kg}$$

$$S_8 = 2.4529 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}, Ex_8 = 152.78 \text{ kJ/kg}, V_8 = 1.5291 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Por ende $P_{r8r} = 23.6202$, $T_{8r} = 663.686^\circ K$, $S_{8r}^0 = 2.51576 \text{ kJ/kg}^\circ K$

Datos adicionales

Calculo del trabajo real del compresor y su potencia de accionamiento:

$$W_{cr} = h_{2r} - h_1 = 241.3 \text{ kJ/kg}, P_{acr} = m_a * W_{cr} / N_{mc} = 861.7857 \text{ kW}$$

Calculo del trabajo real de la primera etapa de la turbina y la potencia que entrega:

$$W_{tr1} = h_4 - h_{5r} = 172.81265 \text{ kJ/kg}, P_{et1r} = m_a (1 + Fr_{1r}) W_{tr1r} * N_{mt} = 597.124361 \text{ kW}$$

Calculo del trabajo real de la segunda etapa de la turbina y la potencia que entrega:

$$W_{tr2} = h_6 - h_{7r} = 164.7589 \text{ kJ/kg}, P_{et2r} = (m_a + m_{c1r} + m_{c2r}) W_{tr2r} * N_{mt} = 571.7 \text{ kW}$$

Calculo del trabajo neto y la potencia neta del ciclo:

$$W_{nr} = W_{tr1} + W_{tr2} - W_{cr} = 96.27395 \text{ kJ/kg}, P_{nr} = P_{et1r} + P_{et2r} - P_{acr} = 307.034 \text{ kW}$$

Relación entre el trabajo neto real y el trabajo total real de las turbinas:

$$\frac{W_{nr}}{W_{trt}} * 100 = 28.52\%, N_{ciclor} = \frac{P_{nr}}{Q_{etr}} * 100 = 17.89\%$$

Relación entre el trabajo real total del compresor y trabajo real total de las turbinas:

$$\frac{W_{cr}}{W_{trt}} * 100 = 71.48\%, \%Q_{ahor} = \frac{Q_{regr}}{Q_{regr} + Q_{etr}} * 100 \Rightarrow \%Q_{ahor} = 39.63\%$$

Calor cedido por los gases de escape de la turbina:

$$q_{regr} = h_{3r} - h_{2r} = 321.8524 \text{ kJ/kg}, Q_{regr} = m_a * q_{regr} = 1126.48354 \text{ kW}$$

Calor de entrada al ciclo, agregado en la primera cámara combustión:

$$q_{e1r} = h_4 - h_{3r} = 302.7526 \text{ kJ/kg}, Q_{e1r} = (m_a + m_{c1r}) h_4 - m_a * h_{3r} = 1089.6325 \text{ kW}$$

Calor de entrada al ciclo, agregado en la segunda cámara combustión:

$$q_{e2r} = h_6 - h_{5r} = 172.8126 \text{ kJ/kg}, Q_{e2r} = (m_a + m_{c1r} + m_{c2r}) h_6 - (m_a + m_{c1r}) h_{5r} = 626.5914 \text{ kW}$$

$$Q_{etr} = Q_{e1r} + Q_{e2r} = 1716.224 \text{ kW}$$

Relación de combustible aire, masa de combustible masa de aire en la primera cámara de combustión:

$$F_{1r} = q_{e1r} / PCI \Rightarrow F_{1r} = 0.00738, m_{c1r} = F_{1r} * m_a = 0.02583 \text{ kg/seg}$$

Relación de combustible aire, masa de combustible masa de aire en la segunda cámara de combustión:

$$F_{2r} = q_{e2r} / PCI \Rightarrow F_{2r} = 0.004215, m_{c2r} = F_{2r} (m_a + m_{c1r}) = 0.015 \text{ kg/seg}$$

3.3.5 CICLOS DE TURBINAS DE GAS CON REFRIGERACIÓN INTERMEDIA Y RECALENTAMIENTO

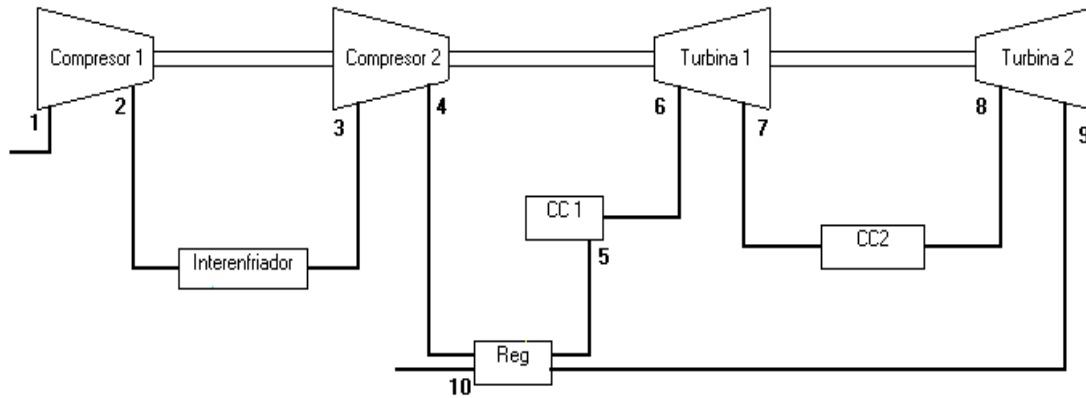


Figura 3-22. Diagrama de flujo de una turbina de gas con refrigeración intermedia y recalentamiento intermedio.

Un ciclo de potencia de gas se mejora al máximo cuando se emplea una combinación de refrigeración intermedia y de recalentamiento junto con regeneración, como se muestra en la figura 3-22. En cualquier caso, deben de considerarse las irreversibilidades en el compresor y en la turbina, así como las pérdidas de presión en la cámara de combustión, etc., a la hora de predecir el comportamiento real del ciclo de la turbina de gas. No obstante, no debe de llegarse a la conclusión de que la refrigeración y el recalentamiento intermedios sin regeneración mejoran el rendimiento térmico, aunque el trabajo neto se incremente. La razón en que usar solo la refrigeración y el recalentamiento

intermedios disminuye la temperatura media a la que el ciclo recibe calor y aumenta la temperatura media a la cual la cede. Este argumento puede verse de forma cualitativa en el diagrama Ts de la figura 3-23. El fin primordial de la refrigeración y del recalentamiento intermedios es aumentar el uso efectivo del regenerador.

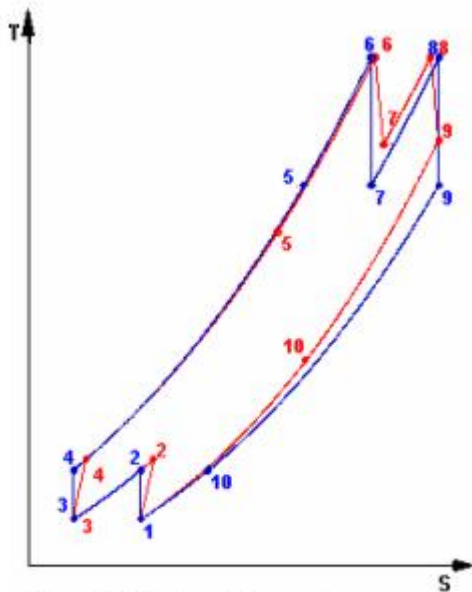
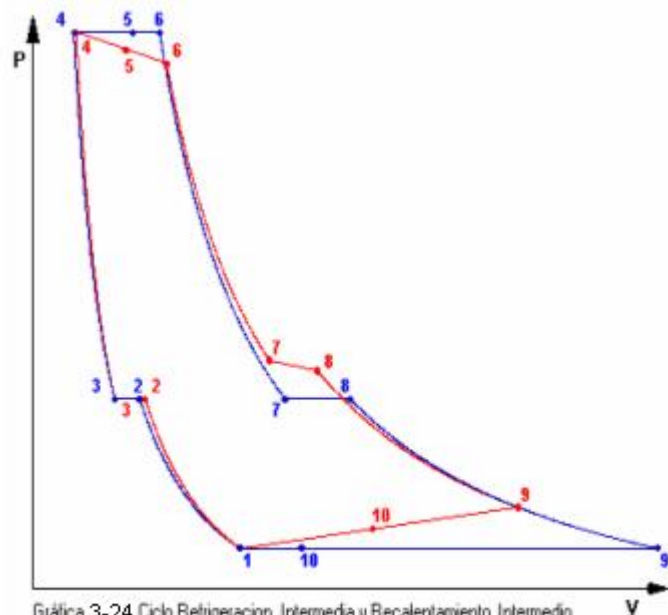


Figura 3-23 Refrigeración Intermedia y Recalentamiento Intermedio

— Ideal
— Real



Gráfica 3-24 Ciclo Refrigeración Intermedia y Recalentamiento Intermedio

— Ideal
— Real

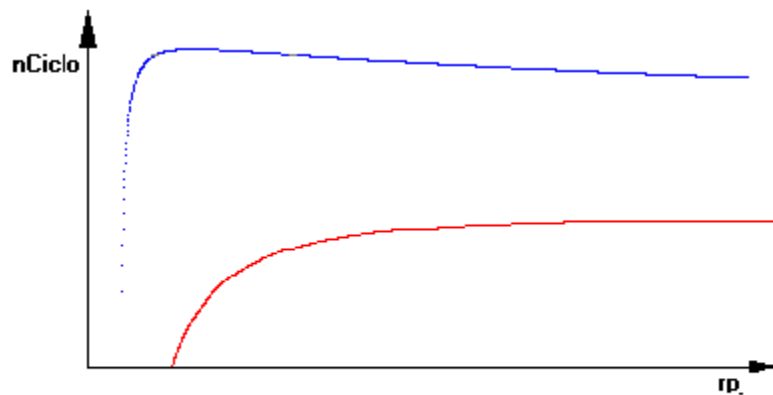


Figura 3-25 Diagrama Refrigeración Intermedia con Recalentamiento Intermedia

— Ideal
— Real

EJEMPLO MATEMÁTICO DEL CICLO COMBINADO CON REFRIGERACIÓN INTERMEDIA Y CON RECALENTAMIENTO INTERMEDIO

Una central térmica con TG funciona en circuito abierto, con refrigeración intermedia entre los dos compresores de baja y alta gracias a lo cual el aire entra en el compresor de alta a la misma temperatura que en el de baja; y recalentamiento intermedio entre las dos turbinas de alta y de baja con lo que se vuelve a elevar la temperatura de los gases a la misma temperatura que tenían a la entrada de la turbina de alta. En el interrefrigerador no se consideran pérdidas de presión alguna, y la relación de compresión es la misma en ambos compresores, y 6 es la relación de compresión total. En el compresor de baja entran $3.5 \frac{\text{kg}}{\text{seg}}$ aire de la atmósfera a 1 bar y 295°K , que luego de recorrer las etapas del compresor, pasa a la 1^{ra} cámara de combustión, donde se eleva la temperatura hasta 1100°K , mediante la quema de un combustible cuyo $\text{PCI} = 41000 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$, habiendo atravesado previamente el regenerador, y experimenta desde la salida del compresor a la entrada en la turbina de alta una pérdida de presión de 0.3 bar , en la 2^{da} cámara de combustión se experimenta una caída de presión de 0.1 bar , en el flujo de gases de escape de la turbina hay también una pérdida de presión de 0.4 bar hasta su salida a la atmósfera $N_{ic} = 82\%$, $N_{mc} = 98\%$, $N_{it} = 85\%$, $N_{mt} = 98\%$, $N_{reg} = 70\%$, $R = 286.9 \frac{\text{J}}{\text{kg}^\circ\text{K}}$

- Calcular los valores de las propiedades termodinámicas, necesarias del gas en cada punto del ciclo.
- Calcular $\%Q_{aho}$, W_{sc} , W_{cr} , P_{acr} , P_{ac} , W_{st} , W_{tr} , P_{et} , P_{etr} , N_{ciclo} , Q_{reg} , Q_{cc} .

Solución

Parámetros del aire en los puntos característicos del ciclo

En el punto 1 (parte idea, sin regenerador I)

Datos conocidos:

$$T_1 = 295^\circ\text{K}, P_1 = 100000 \text{ pas}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente de la temperatura a la entrada del compresor (T_1)

$$h_1 = 295.17 \text{ kJ/kg}, P_{r1} = 1.3068, S_1^0 = 1.66802 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$$

Calculo de la entropía, exergía y volumen específico:

$$S_1 = S_1^0 + 0.00005 - 0.2869[\ln(P_1/100000)]$$

$$S_1 = 1.6852 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$$

$$Ex_1 = h_1 - 295.17 - 295(S_1 - 1.6852)$$

$$Ex_1 = 0$$

$$V_1 = \frac{R * T_1}{P_1}$$

$$V_1 = 0.8464 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Punto 2. (1- 2 proceso isentrópico de un gas ideal)

Datos conocidos

$$S_2 = S_1 = 1.6852 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}, r_p = 6$$

Calculo de la presión, presión relativa, volumen específico y exergía

$$r_{p1} = \sqrt{r_p} = r_{p2} = 2.45$$

$$P_2 = r_{p1} * P_1 = 244948.9743 \text{ pas}$$

$$P_{r2} = r_{p1} * P_{r1} = 3.2$$

$$V_2 = 0.446 \text{ m}^3/\text{kg}, Ex_2 = 86.428 \text{ kJ/kg}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente de la presión relativa a la salida del compresor (P_{r2})

$$h_2 = 381.598 \text{ kJ/kg}, T_2 = 380.819^\circ\text{K}$$

Punto 3. (2-3 extracción de calor a presión constante).

$$P_3 = P_2, T_3 = T_1,$$

$$h_3 = 295.17 \text{ kJ/kg}, P_{r3} = 1.3068, S_3^0 = 1.66802 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$$

Calculo de la entropía, exergía y volumen específico:

$$S_3 = 1.428 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$$

$$Ex_3 = 75.823 \text{ KJ/Kg}$$

$$V_3 = 0.3455 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Punto 4. (3-4 compresión isentrópica).

$$P_4 = r_{p2} * P_3 = 600000 \text{ pas}$$

$$P_{r4} = r_{p2} * P_{r3} = 3.2$$

$$V_4 = 0.182 \text{ m}^3/\text{kg}, \quad Ex_4 = 162.25 \text{ kJ/kg}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente de la presión relativa a la salida del compresor (P_{r4})

$$h_4 = 381.598 \text{ kJ/kg}, \quad T_4 = 380.819^\circ\text{K}$$

$$S_3 = S_4 = 1.428 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$$

Punto 5.

Datos conocidos

$$N_{reg} = 0, \quad P_5 = P_4 = 600000 \text{ pas}$$

Datos calculados

$$h_5 = N_{reg}(h_7 - h_4) + h_4 = h_4,$$

Por ende, todas las propiedades en este punto son iguales a las del anterior

Punto 6. (4- 6 adiciones de calor a presión constante)

Datos conocidos

$$T_6 = 1100^\circ\text{K}, \quad P_6 = P_4 = 600000 \text{ pas}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente a la temperatura máxima del ciclo (T_6)

$$h_6 = 1161.07 \text{ kJ/kg}, \quad P_{r6} = 167.1, \quad S_6^0 = 3.07732 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$$

Datos calculados

$$S_6 = 2.56331 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K} \quad Ex_6 = 606.856 \text{ kJ/kg}, \quad V_6 = 0.526 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Punto 7. (6-7 proceso de expansión isentrópica).

Datos calculados

$$P_7 = \sqrt{P_6 * P_9} = 2.45 \text{ bar}$$

$$r_{e1} = \frac{P_6}{P_7} = 2.45$$

$$P_{r7} = \frac{P_{r6}}{r_{e1}} = 68.218$$

$$S_7 = 2.5633 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{K}}, \quad Ex_7 = 353.47 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}, \quad V_7 = 1.0277 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente a la presión relativa a la salida de la primera etapa de la turbina (P_{r7})

$$h_7 = 907.677 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}, \quad T_7 = 877.413^\circ\text{K}, \quad S_7^0 = 2.82012 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{K}}$$

Punto 8. (7- 8 adiciones de calor a presión constante).

Datos conocidos

$$T_8 = 1100^\circ\text{K}, \quad P_8 = P_7 = 244948.97 \text{ pas}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente a (T_8)

$$h_8 = 1161.07 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}, \quad P_{r8} = 167.1, \quad S_8^0 = 3.07732 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{K}}$$

Datos calculados

$$S_8 = 2.82034 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{K}}, \quad Ex_8 = 531.033 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}, \quad V_8 = 1.2884 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Punto 9. (8-9 proceso de expansión isentrópica).

Datos conocidos

$$P_9 = P_1 = 100000 \text{ pas}, \quad S_9 = S_8 = 2.82034 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{K}}$$

Datos calculados

$$r_{e2} = \frac{P_8}{P_9} = 2.45$$

$$P_{r9} = \frac{P_{r8}}{r_{e2}} = 68.218$$

$$Ex_9 = 277.64 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}, \quad V_9 = 2.52 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente a la presión relativa a la salida de la segunda etapa de la turbina (P_{r9})

$$h_9 = 907.677 \text{ kJ/kg}, T_9 = 877.413^\circ\text{K},$$

Propiedades del gas en la descarga a la atmósfera.

Punto 10.

Datos conocidos

$$N_{reg} = 0, P_{10} = P_1 = 100000 \text{ pas}$$

Datos calculados

$$h_{10} = N_{reg}(h_4 - h_9) + h_9 = h_9$$

Por ende, todas las propiedades en este punto son iguales a las del anterior

Datos adicionales

Calculo del trabajo isentrópico del compresor de baja y de alta y sus potencias de accionamiento:

$$W_{sc1} = h_2 - h_1 = 86.428 \text{ kJ/kg} \text{ y } P_{ac1} = m_a * W_{sc1} = 302.498 \text{ kW}$$

$$W_{sc2} = h_4 - h_3 = 86.428 \text{ kJ/kg} \text{ y } P_{ac2} = m_a * W_{sc2} = 302.498 \text{ kW}$$

Calculo del trabajo isentrópico de la primera etapa de la turbina y su potencia de accionamiento:

$$W_{st1} = h_6 - h_7 = 253.393 \text{ kJ/kg}, P_{et1} = m_a(1 + F_1)W_{st1} = 945.853 \text{ kW}$$

Calculo del trabajo isentrópico de la segunda etapa de la turbina y su potencia de accionamiento:

$$W_{st2} = h_8 - h_9 = 253.393 \text{ kJ/kg}, P_{et2} = m_a(1 + F_1 + F_2)W_{st2} = 951.334 \text{ kW}$$

Calculo del trabajo neto y la potencia neta del ciclo:

$$W_n = W_{st1} + W_{st2} - W_{sc1} - W_{sc2} = 333.93 \text{ kJ/kg}, P_n = P_{et} - P_{ac} = 1292.19 \text{ kW}$$

$$\frac{W_n}{W_{st1}} * 100 = 65.89\%, N_{ciclo} = \frac{P_n}{Q_{cct}} = 35.17\%$$

Relación entre el trabajo isentrópico total de los compresores y trabajo isentrópico total de la turbina:

$$\frac{W_{sc}}{W_{st_t}} * 100 = 34.11\% , Q_{cct} = Q_{cc1} + Q_{cc2} = 3674.04 kW$$

$$q_{cc1} = h_6 - h_4 = 779.472 \text{ kJ/kg} , Q_{cc1} = m_a * q_{cc1} = 2728.152 kW$$

$$q_{cc2} = h_8 - h_7 = 253.393 \text{ kJ/kg} , Q_{cc2} = m_a * q_{cc2} (1 + F_1) = 945.888 kW$$

$$F_1 = q_{cc1} / PCI \Rightarrow F_1 = 0.0665 , m_{c1} = F_1 * m_a = 0.02328 \text{ kg/seg}$$

$$F_2 = q_{cc2} / PCI \Rightarrow F_2 = 0.00618 , m_{c2} = F_2 * m_a = 0.0216 \text{ kg/seg}$$

Calculo del mismo ciclo ideal, agregándole un regenerador.

Los valores de las variables en todos los puntos permanecen igual con excepción de los valores de las variables en los siguientes puntos:

Punto 5

Datos conocidos

$$N_{reg} = 1 , P_5 = P_4 = 600000 \text{ pas}$$

Datos calculados

$$h_5 = N_{reg} (h_9 - h_4) + h_4 = h_9 = 907.677 \text{ kJ/kg} ,$$

$$S_5 = 2.3061 \text{ kJ/kg}^\circ K , Ex_5 = 429.34 \text{ kJ/kg} , V_5 = 0.41955 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\text{Por ende, } P_{r5} = 68.2183 , T_5 = 877.413^\circ K$$

Punto 10

Datos conocidos

$$N_{reg} = 1 , P_{10} = P_1 = 100000 \text{ pas}$$

Datos calculados

$$h_{10} = N_{reg} (h_4 - h_9) + h_9 = h_4 = 381.598 \text{ kJ/kg}$$

$$S_{10} = 1.94228 \text{ kJ/kg}^\circ K , Ex_8 = 10.61 \text{ kJ/kg} , V_8 = 1.093 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Por ende $P_{r10} = 3.2$, $T_{10} = 380.819^\circ K$, $S_{10}^0 = 1.94216 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ K}$

Datos adicionales

Calculo del trabajo isentrópico del compresor de baja y de alta y sus potencias de accionamiento:

$$W_{sc1} = h_2 - h_1 = 86.428 \frac{kJ}{kg} \text{ y } P_{ac1} = m_a * W_{sc1} = 302.498 kW$$

$$W_{sc2} = h_4 - h_3 = 86.428 \frac{kJ}{kg} \text{ y } P_{ac2} = m_a * W_{sc2} = 302.498 kW$$

Calculo del trabajo isentrópico de la primera etapa de la turbina y su potencia de accionamiento:

$$W_{st1} = h_6 - h_7 = 253.393 \frac{kJ}{kg}, P_{et1} = m_a (1 + F_1) W_{st1} = 892.3567 kW$$

Calculo del trabajo isentrópico de la segunda etapa de la turbina y su potencia de accionamiento:

$$W_{st2} = h_8 - h_9 = 253.393 \frac{kJ}{kg}, P_{et2} = m_a (1 + F_1 + F_2) W_{st2} = 897.84 kW$$

Calculo del trabajo neto y la potencia neta del ciclo:

$$W_n = W_{st1} + W_{st2} - W_{sc1} - W_{sc2} = 333.93 \frac{kJ}{kg}, P_n = P_{et} - P_{ac} = 1188.20 kW$$

$$\frac{W_n}{W_{st1}} * 100 = 60.96\%, N_{ciclo} = \frac{P_n}{Q_{cct}} = 66.78\%$$

Relación entre el trabajo isentrópico total de los compresores y trabajo isentrópico total de la turbina:

$$\frac{W_{sc}}{W_{st1}} * 100 = 34.11\%, \%Q_{aho} = \frac{Q_{reg}}{Q_{reg} + Q_{cct}} * 100 \Rightarrow \%Q_{aho} = 50.86\%$$

Calor cedido por los gases de escape de la turbina:

$$q_{reg} = h_5 - h_4 = 526.079 \frac{kJ}{kg}, Q_{reg} = m_a * q_{reg} = 1841.2765 kW$$

Calor de entrada al ciclo, agregado en la primera cámara combustión:

$$q_{cc1} = h_6 - h_5 = 253.393 \frac{kJ}{kg}, Q_{cc1} = m_a * q_{cc1} = 886.875 kW$$

Calor de entrada al ciclo, agregado en la segunda cámara combustión:

$$q_{cc2} = h_8 - h_7 = 253.393 \frac{kJ}{kg}, Q_{cc2} = m_a * q_{cc2} (1 + F_1) = 892.3567 kW$$

$$Q_{cct} = Q_{cc1} + Q_{cc2} = 1779.231 kW$$

Relación de combustible aire, masa de combustible masa de aire en la primera cámara de combustión:

$$F_1 = q_{cc1} / PCI \Rightarrow F_1 = 0.00618, m_{c1} = F_1 * m_a = 0.02163 \text{ kg/seg}$$

Relación de combustible aire, masa de combustible masa de aire en la segunda cámara de combustión:

$$F_2 = q_{cc2} / PCI \Rightarrow F_2 = 0.00618, m_{c2} = F_2 * m_a = 0.02163 \text{ kg/seg},$$

Parámetros del aire en los puntos característicos del ciclo debido a las irreversibilidades.

En el punto 1 (parte real)

Los valores de las propiedades termodinámicas en este punto, son iguales a los de la parte ideal

Punto 2.

Datos conocidos

$$r_{p1} = \sqrt{r_p} = r_{p2} = 2.45, N_{ic} = 82\%$$

$$P_2 = r_{p1} * P_1 = 244948.9743 \text{ pas}$$

Datos calculados

$$h_{2r} = h_1 + \frac{W_{sc1}}{N_{ic}} = 400.57 \text{ kJ/kg}$$

$$S_{2r} = S_{2r}^0 + 0.00005 - 0.2869 [\ln(P_{2r}/100000)]$$

$$S_{2r} = 1.734 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ K$$

$$Ex_{2r} = h_{2r} - 295.17 - 295(S_{2r} - 1.6852)$$

$$Ex_{2r} = 91.027 \text{ kJ/kg}$$

$$V_{2r} = \frac{R * T_{2r}}{P_{2r}}$$

$$V_{2r} = 0.468 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente a (h_{2r})

$$P_{r2r} = 3.7928, S_{2r}^0 = 1.9909 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ K, T_{2r} = 399.594^\circ K$$

Punto 3. (2-3 extracción de calor a presión constante).

$$P_3 = P_2, T_3 = T_1,$$

$$h_3 = 295.17 \text{ kJ/kg}, P_{r3} = 1.3068, S_3^0 = 1.66802 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

Calculo de la entropía, exergía y volumen específico:

$$S_3 = 1.428 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$Ex_3 = 75.823 \text{ KJ/Kg}$$

$$V_3 = 0.3455 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Punto 4. (3-4 compresión isentrópica).

$$P_4 = r_{p2} * P_3 = 600000 \text{ pas}, N_{ic} = 82\%$$

Datos calculados

$$h_{4r} = h_3 + \frac{W_{sc2}}{N_{ic}} = 400.57 \text{ kJ/kg}$$

$$S_{4r} = S_{4r}^0 + 0.00005 - 0.2869 [\ln(P_{4r}/100000)]$$

$$S_{4r} = 1.477 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$Ex_{4r} = h_{4r} - 295.17 - 295(S_{4r} - 1.6852)$$

$$Ex_{4r} = 166.85 \text{ kJ/kg}$$

$$V_{4r} = \frac{R * T_{2r}}{P_{2r}}, V_{4r} = 0.191 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente a (h_{4r})

$$P_{r4r} = 3.7928, S_{4r}^0 = 1.9909 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}, T_{4r} = 399.594^\circ \text{K}$$

Punto 5.

Datos conocidos

$$N_{reg} = 0$$

Datos calculados

$$h_{5r} = N_{reg} (h_{9r} - h_{4r}) + h_{4r} = h_{4r},$$

Por ende, todas las propiedades en este punto son iguales a las del anterior

Punto 6.

Datos conocidos

$$T_{6r} = 1100^{\circ}K, \Delta P_{4-6} = 0.3bar$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente a la temperatura máxima (T_{6r})

$$h_{6r} = 1161.07 \frac{kJ}{kg}, P_{r6r} = 167.1, S_{6r}^0 = 3.07732 \frac{kJ}{kg \cdot ^{\circ}K}$$

Datos calculados debido a la caída de presión en la cámara de combustión:

$$P_{6r} = P_{4r} - \Delta P_{4-6} = 5.7bar$$

$$S_{6r} = 2.578 \frac{kJ}{kg \cdot ^{\circ}K}, Ex_{6r} = 602.52 \frac{kJ}{kg}, V_{6r} = 0.5536 \frac{m^3}{kg}$$

Punto 7.

Datos calculados

$$P_{7r} = \sqrt{P_{6r} * P_{9r}} = 2.824889bar$$

$$r_{e1r} = \frac{P_{6r}}{P_{7r}} = 2.01777$$

$$P_r = \frac{P_{r6}}{r_{e1r}} = 82.8138$$

$$h_{7r} = h_6 - (h_6 - h)N_{it} = 988.25735 \frac{kJ}{kg}$$

$$S_{7r} = 2.61046 \frac{kJ}{kg \cdot ^{\circ}K}, Ex_{7r} = 420.135 \frac{kJ}{kg}, V_{7r} = 0.964 \frac{m^3}{kg}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente a (P_r)

$$h = 957.761 \frac{kJ}{kg}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente a (h_{7r})

$$P_{r7r} = 92.8064, S_{7r}^0 = 2.90835 \frac{kJ}{kg \cdot ^{\circ}K}, T_{7r} = 949.135^{\circ}K$$

Punto 8.

Datos conocidos

$$T_8 = 1100^{\circ}K, P_{8r} = P_{7r} - \Delta P_{7-8} = 272488.9pas$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente a (T_8)

$$h_8 = 1161.07 \frac{kJ}{kg}, P_{r8} = 167.1, S_8^0 = 3.07732 \frac{kJ}{kg \cdot ^{\circ}K}$$

Datos calculados

$$S_{8r} = 2.78977 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}, \quad Ex_{8r} = 540.05 \text{ kJ/kg}, \quad V_{8r} = 1.1582 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Punto 9. (8-9 proceso de expansión isentrópica)

Datos calculados

$$P_{9r} = P_1 + \Delta P_{9-1} = 140000 \text{ pas}$$

$$r_{e2r} = \frac{P_{8r}}{P_{9r}} = 1.946349$$

$$P_r = \frac{P_{r8}}{r_{e2r}} = 85.853$$

$$h_{9r} = h_8 - (h_8 - h)N_{it} = 996.3111 \text{ kJ/kg}$$

$$S_{9r} = 2.820336 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}, \quad Ex_{9r} = 366.2759 \text{ kJ/kg}, \quad V_{9r} = 1.95963 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente a (P_r)

$$h = 967.236 \text{ kJ/kg}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente a (h_{9r})

$$P_{r9r} = 95.554, \quad S_{9r}^0 = 2.91682 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}, \quad T_{9r} = 956.253^\circ\text{K}$$

Punto 10.

Datos conocidos

$$N_{reg} = 0, \quad P_{10r} = P_{9r} = 140000 \text{ pas}$$

Datos calculados

$$h_{10r} = N_{reg}(h_{4r} - h_{9r}) + h_{9r} = h_{9r}$$

Por ende, todas las propiedades en este punto son iguales a las del anterior

Datos adicionales

Calculo del trabajo real del compresor de baja y de alta y sus potencias de accionamiento:

$$Wcr_1 = h_{2r} - h_1 = 105.4 \text{ kJ/kg} \quad \text{y} \quad P_{ac1r} = m_a * Wcr_1 / N_{mc} = 376.42857 \text{ kW}$$

$$Wcr_2 = h_{4r} - h_3 = 105.4 \text{ kJ/kg} \quad \text{y} \quad P_{ac2r} = m_a * Wcr_2 / N_{mc} = 376.428 \text{ kW}$$

Calculo del trabajo real de la primera etapa de la turbina y su potencia de accionamiento:

$$Wtr_1 = h_4 - h_{5r} = 172.81265 \text{ kJ/kg}, P_{et1r} = m_a (1 + F_{r1r}) Wtr_{1r} * N_{mt} = 603.70 \text{ kW}$$

Calculo del trabajo real de la segunda etapa de la turbina y su potencia de accionamiento:

$$Wtr_2 = h_6 - h_{7r} = 164.7589 \text{ kJ/kg}, P_{et2r} = m_a (1 + F_{1r} + F_{2r}) Wtr_{2r} * N_{mt} = 577.96 \text{ kW}$$

Calculo del trabajo neto y la potencia neta del ciclo:

$$Wnr = Wtr_1 + Wtr_2 - Wcr_1 - Wcr_2 = 126.78 \text{ kJ/kg}, P_{nr} = P_{et1r} + P_{et2r} - P_{acr} = 428.80 \text{ kW}$$

Relación entre el trabajo real total de los compresores y trabajo real total de las turbinas:

$$\frac{Wnr}{Wtr_t} * 100 = 37.55\%, N_{ciclor} = \frac{P_{nr}}{Q_{cctr}} = 13.08\%$$

Relación entre el trabajo real total de los compresores y trabajo real total de las turbinas:

$$\frac{Wcr}{Wtr_t} * 100 = 62.44\%, Q_{cctr} = Q_{cc1r} + Q_{cc2r} = 3277.8396 \text{ kW}$$

Calor de entrada al ciclo, agregado en la primera cámara combustión:

$$q_{cc1r} = h_6 - h_{4r} = 760.5 \text{ kJ/kg}, Q_{cc1r} = m_a * q_{cc1r} = 2661.75 \text{ kW}$$

Calor de entrada al ciclo, agregado en la segunda cámara combustión:

$$q_{cc2r} = h_8 - h_{7r} = 172.82 \text{ kJ/kg}, Q_{cc2r} = m_a * q_{cc2r} (1 + F_{1r}) = 616.089 \text{ kW}$$

Relación de combustible aire, masa de combustible masa de aire en la primera cámara de combustión:

$$F_{1r} = q_{cc1r} / PCI \Rightarrow F_{1r} = 0.0185, m_{c1r} = F_{1r} * m_a = 0.0649 \text{ kg/seg}$$

Relación de combustible aire, masa de combustible masa de aire en la segunda cámara de combustión:

$$F_{2r} = q_{cc2r} / PCI \Rightarrow F_{2r} = 0.004215, m_{c2r} = F_{2r} * m_a = 0.0147 \text{ kg/seg}$$

Calculo de mismo ciclo real, agregándole un regenerador.

Los valores de las variables en todos los puntos permanecen igual con excepción de los valores de las variables en los siguientes puntos:

Punto 5

Datos conocidos

$$N_{regr} = 0.7, P_3 = ? \text{ pas}$$

Datos calculados

$$h_{5r} = N_{regr}(h_{9r} - h_{4r}) + h_{4r} = 817.588 \text{ kJ/kg},$$

$$S_5 = 2.2064 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}, Ex_5 = 368.64 \text{ kJ/kg}, V_5 = 0.3914 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\text{Por ende, } P_{r5r} = 46.8744, T_{5r} = 796.020^\circ\text{K}, S_{5r}^0 = 2.71234 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$$

Punto 10

Datos conocidos

$$N_{regr} = 0.7, P_{10r} = 119192.57 \text{ pas}$$

Datos calculados

$$h_{10r} = N_{regr}(h_{4r} - h_{9r}) + h_{9r} = 579.292 \text{ kJ/kg}$$

$$S_{10} = 2.3114 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}, Ex_{10} = 99.37 \text{ kJ/kg}, V_{10} = 1.3805 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\text{Por ende } P_{r10r} = 13.8117, T_{10r} = 573.542^\circ\text{K}, S_{10r}^0 = 2.36174 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$$

Datos adicionales

Calculo del trabajo real de los compresores de baja y de alta y sus potencias de accionamiento:

$$Wcr_1 = h_{2r} - h_1 = 105.4 \text{ kJ/kg} \text{ y } P_{ac1r} = m_a * Wcr_1 / N_{mc} = 376.42857 \text{ kW}$$

$$Wcr_2 = h_{4r} - h_3 = 105.4 \text{ kJ/kg} \text{ y } P_{ac2r} = m_a * Wcr_2 / N_{mc} = 376.428 \text{ kW}$$

Calculo del trabajo real de la primera etapa de la turbina y su potencia de accionamiento:

$$Wtr_1 = h_6 - h_{7r} = 172.81265 \text{ kJ/kg}, P_{et1r} = m_a(1 + Fr_{1r})Wtr_1 * N_{mt} = 603.7132 \text{ kW}$$

Calculo del trabajo real de la segunda etapa de la turbina y su potencia de accionamiento:

$$Wtr_2 = h_8 - h_{9r} = 164.7589 \text{ kJ/kg}, P_{et2r} = m_a (1 + F_{1r} + F_{2r}) Wtr_{2r} * N_{mt} = 577.987 \text{ kW}$$

Calculo del trabajo neto y la potencia neta del ciclo:

$$Wnr = Wtr_1 + Wtr_2 - Wcr_1 - Wcr_2 = 126.7715 \text{ kJ/kg},$$

$$P_{nr} = P_{et1r} + P_{et2r} - P_{acr1} - P_{acr2} = 428.845 \text{ kW}$$

Relación entre el trabajo real total de los compresores y trabajo real total de las turbinas:

$$\frac{Wnr}{Wtr_t} * 100 = 37.55\%, N_{ciclor} = \frac{P_{nr}}{Q_{cctr}} = 13.08\%$$

Relación entre el trabajo real total de los compresores y trabajo real total de las turbinas:

$$\frac{Wcr}{Wtr_t} * 100 = 62.45\%, \%Q_{ahor} = \frac{Q_{reg} r}{Q_{reg} + Q_{cctr}} * 100 \Rightarrow \%Q_{ahor} = 35.42\%$$

Calor cedido por los gases de escape de la turbina:

$$q_{reg} = h_{5r} - h_{4r} = 417.018 \text{ kJ/kg}, Q_{reg} = m_a * q_{reg} = 1459.563 \text{ kW}$$

Calor de entrada al ciclo, agregado en la primera cámara combustión:

$$q_{cc1r} = h_6 - h_{4r} = 760.5 \text{ kJ/kg}, Q_{cc1r} = m_a * q_{cc1r} = 2661.75 \text{ kW}$$

Calor de entrada al ciclo, agregado en la segunda cámara combustión:

$$q_{cc2r} = h_8 - h_{7r} = 172.82 \text{ kJ/kg}, Q_{cc2r} = m_a * q_{cc2r} (1 + F_{1r}) = 616.089 \text{ kW}$$

$$Q_{cctr} = Q_{cc1r} + Q_{cc2r} = 3277.84 \text{ kW}$$

Relación de combustible aire, masa de combustible masa de aire en la primera cámara de combustión:

$$F_{1r} = q_{cc1r} / PCI \Rightarrow F_{1r} = 0.0185, m_{c1r} = F_{1r} * m_a = 0.02583 \text{ kg/seg}$$

Relación de combustible aire, masa de combustible masa de aire en la segunda cámara de combustión:

$$F_{2r} = q_{cc2r} / PCI \Rightarrow F_{2r} = 0.004215, m_{c2r} = F_{2r} * m_a = 0.0147 \text{ kg/seg}$$

3.4 TURBINA DE REACCIÓN⁴

3.4.1 FUNCIONAMIENTO DE TOBERAS Y DIFUSORES

Antes de discutir otra aplicación del ciclo de potencia de la turbina de gas (la propulsión de aeronaves) conviene analizar brevemente, el funcionamiento de difusores y toberas en operación reversible e irreversible.

Un difusor desacelera el flujo y aumenta la presión. Si la cantidad de calor transferido es despreciable, la ecuación de la energía en flujo estacionario se reduce a $\Delta h + \Delta E_c = 0$. Para simplificar el análisis en esta sección, se empleará una unidad de masa de aire estándar frío. En tal caso, la ecuación de la energía se simplifica a

$$c_p \Delta T = -\Delta E_c \quad \text{o bien} \quad c_p (T_2 - T_1) = -\frac{Vel_2^2 - Vel_1^2}{2} \quad (3-18)$$

Donde: c_p = capacidad térmica específica a presión constante

Donde 1 y 2 representan los estados de entrada y salida, respectivamente. Si la velocidad final es pequeña en comparación con la velocidad inicial, entonces Vel_1 fija el cambio de energía cinética, lo que a su vez fija el valor de ΔT . En consecuencia, el cambio de temperatura es independiente de las irreversibilidades que pudiesen estar presentes. En forma similar, T_2 no depende de las irreversibilidades para un valor dado de T_1 . La propiedad que sí se ve afectada por las irreversibilidades es la presión. Esto se ve claramente si se hace un análisis de segunda ley del flujo que pasa a través del difusor. Hay que recordar que para un gas ideal con capacidad térmica específica constante

⁴ Wark, Kenneth, Termodinámica. 5ed. México. McGraw-Hill. Pag 651-663

$$\Delta s = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (3-19)$$

$\Delta s = \text{cambio de entropía}$

Ya se ha mostrado para el difusor que el cociente de temperaturas T_2/T_1 es fijo. La comparación de un proceso reversible y uno irreversible a través del difusor en términos de la función entropía lleva a

$$\Delta s + R \ln \frac{P_{2r}}{P_1} = R \ln \frac{P_{2s}}{P_1} \quad (3-20)$$

Donde los subíndices “s” y “r” representan los casos isentrópicos y real (irreversible). Con base en la ecuación $\Delta s = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1}$: P_1 , T_1 y T_2 fijan el

valor de P_{2s} . Así las cosas, $R \ln \frac{P_{2s}}{P_1}$ está determinado por el cambio de la energía

cinética. Por lo tanto, $\Delta s + R \ln \frac{P_{2r}}{P_1} = R \ln \frac{P_{2s}}{P_1}$ muestra que, si Δs aumenta debido a

las irreversibilidades dentro del difusor, P_{2r} disminuye para un valor dado de ΔE_c .

En la figura 3-26 se representa este efecto mediante un diagrama Ts . Note que los mayores valores de s_2 requieren valores menores de P_{2r} para un valor fijo de T_2 .

Una medida de la operación de un difusor en términos de datos de presión es el coeficiente de presión K_p . Para un valor dado de ΔE_c en un proceso,

$$K_p = \frac{\text{elevación real de presión}}{\text{elevación isentropica de presión}} = \frac{P_{2r} - P_1}{P_{2s} - P_1} \quad (3-21)$$

$K_p = \text{coeficiente de elevación real de presión en el difusor}$

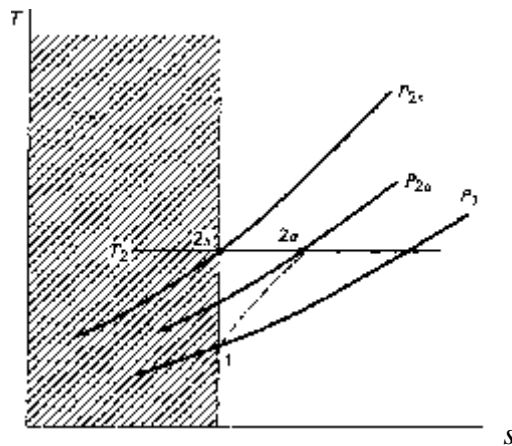


Figura 3-26. Efecto de las irreversibilidades en la presión de salida del difusor

(Cabe aclarar que K_p se define a veces en forma un poco distinta. La definición puede requerir que P_{2s} sea la presión alcanzada isentrópicamente cuando la energía cinética final vale cero. Esta presión límite, que se encuentra verticalmente encima de P_{2s} en la figura 3-26 si la energía cinética final no es cero, se conoce como presión de estancamiento del difusor ideal.)

En el análisis de las toberas normalmente se desprecian la transferencia de calor y los cambios de la energía potencial. Así, el enunciado de conservación de la energía para una tobera es el mismo que para un difusor:

$$\Delta E_c = -\Delta h = c_p (T_1 - T_2)$$

El cambio de entropía de un gas ideal sigue estando regido por la ecuación

$$\Delta s = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1}.$$

Sin embargo, a diferencia del análisis para el difusor, las

variables independientes en el flujo de la tobera son T_1 , P_1 y P_2 . La presión final está fija en la operación de una tobera, y Vel_2 pasa a ser una incógnita. Para flujo

isentrópico, la ecuación $\Delta s = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1}$ indica que las tres variables

mencionadas fijan el valor de T_2 . Como T_{2s} está fija, la ecuación anterior para la energía implica que ΔEC es fija. Por lo tanto, la aceleración de un gas a través de una tobera está determinada únicamente por las tres variables, si el flujo es isentrópico. La trayectoria isentrópica se muestra en la figura 3-27.

El efecto de las irreversibilidades internas sobre el flujo de la tobera se puede ver con más claridad poniendo la ecuación para Δs en la forma

$$c_p \ln \frac{T_2}{T_1} = R \ln \frac{P_2}{P_1} + \Delta s$$

No hay que olvidar que T_1 , P_1 y P_2 están fijas para un modo de operación dado. Si Δs aumenta por las irreversibilidades T_{2r} aumenta. Esto se muestra en la figura 13-27. Es decir, $T_{2r} > T_{2s}$.

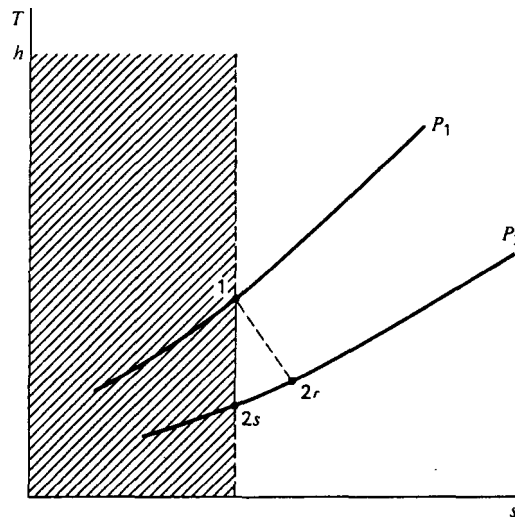


FIGURA 3-27. Efecto de las irreversibilidades en el funcionamiento de la tobera.

Como ΔE_c es $c_p(T_1 - T_2)$, se ve que la expansión isentrópica de una ΔT mayor y en consecuencia una ΔE_c mayor. Una expansión isentrópica a través de una tobera es más eficaz para acelerar el flujo que una expansión irreversible.

Una medida apropiada del funcionamiento de una tobera es la eficiencia adiabática N_{to} del dispositivo. Ésta se definió como

$$N_{to} = \frac{E_{c2r}}{E_{c2s}} = \frac{Vel_{2r}^2 / 2}{Vel_{2s}^2 / 2} \quad (3-22)$$

$$N_{to} = \text{eficiencia de tobera}$$

Si la velocidad de entrada es despreciable comparada con Vel_{2r} y Vel_{2s} a la salida, entonces se puede expresar también como

$$N_{to} = \frac{(h_1 - h_2)_r}{(h_1 - h_2)_s} \quad (3-23)$$

La figura 33. se ha trazado como diagrama Ts , así como diagrama hs para un gas ideal. La eficiencia a la que se refiere la ecuación anterior es el cociente de las distancias verticales $1-2r$ y $1-2s$ que aparecen en la figura.

3.3.2 TURBINAS DE GAS PARA AVIONES

Una de las adaptaciones más eficaces del ciclo de potencia de una turbina de gas es la que se ha hecho para la propulsión de aviones. Esto se debe a las proporciones favorables tanto de potencia a peso como de potencia a volumen que presentan las turbinas de gas. No obstante, si hay ciertas diferencias entre el ciclo de la turbina de gas estacionaria estudiado antes y el ciclo de un motor de propulsión a chorro. Una de tales diferencias reside en la operación del compresor y la turbina. En una unidad de propulsión a chorro no se requiere más producción de trabajo de la turbina que el necesario para impulsar el compresor y el equipo auxiliar. (En un motor de turbopropulsión, la turbina mueve también la hélice.) Así, la turbina impulsa el compresor y no hay trabajo neto de salida.

Esto se ve en la figura 34. , la cual es una representación esquemática de un motor de turbina de reacción. La sección central del motor contiene los tres componentes principales de una unidad de turbina de gas, a saber: el compresor, el quemador y la turbina.

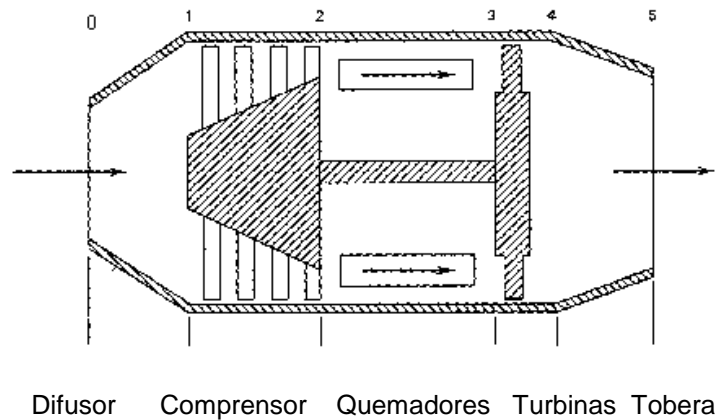


Figura 3-28. Esquema de un motor de turborreactor.

Como el requerimiento de trabajo de la turbina es menor, el gas no se expande hasta la presión ambiente en la turbina. La expansión final ocurre en la tobera que sigue a la turbina. Aquí el fluido se acelera a una velocidad relativamente alta. La relación de presiones P_4/P_5 en la tobera puede ser 2 o más. Una tercera diferencia en la operación es la existencia de un difusor antecediendo al compresor. Su finalidad es la de desacelerar el fluido que entra y aumentar la presión. La disminución de energía cinética va acompañada de un pequeño ascenso de la presión (algunos decibares o psi). Esta elevación de la presión se conoce como efecto de ariete.

Las características termodinámicas generales de un motor ideal de propulsión a chorro se muestran en el diagrama T_s de la figura 3-28. El proceso 0–1 muestra un ascenso en la presión del difusor debido a una disminución en la energía cinética.

Los tres procesos siguientes son los de un ciclo de turbina de gas: el proceso 1-2 es una compresión isentrópica, el proceso 2-3 es una adición de calor a presión constante y el proceso 3-4 es una expansión isentrópica. Por último, el proceso 4-5 muestra expansión isentrópica a través de la tobera, donde el descenso de presión va acompañado de un aumento significativo en la energía cinética. Si la figura 3-28. Se considera además como un diagrama h_s , entonces la distancia vertical entre los estados $1s$ y $2s$ debe ser igual a la distancia vertical entre los estados 3 y $4s$, ya que $w_{C,s} = w_{T,s}$.

En comparación con las plantas de potencia de turbina de gas estacionarias, los motores de turborreactor operan a mayores relaciones de presión y mayores temperaturas de entrada a la turbina. Son comunes las relaciones de presión de 10:1 a 25:1. Las temperaturas de entrada en la turbina se hallan en el intervalo de 1100 a 1500 K, o sea de 2000 a 2700°R. La discusión que sigue cubre el análisis de energía básico de un ciclo de propulsión a chorro lo mismo que los parámetros básicos empleados para cuantificar el funcionamiento del ciclo.

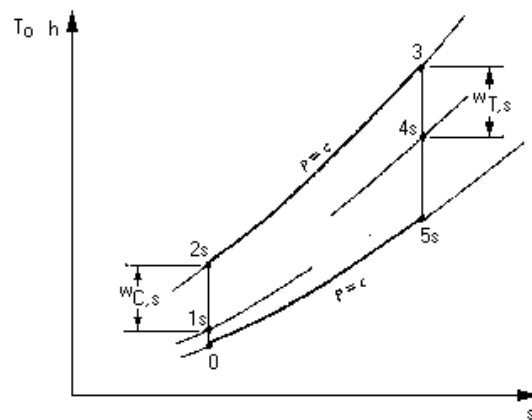


Figura 3-29. Diagrama Ts de un motor de turborreactor de funcionamiento ideal.

3.4.2.1 Análisis de energía del ciclo ideal. El análisis de energía de un motor de propulsión a chorro se basa en la hipótesis de que se conocen los datos siguientes: la temperatura de entrada del aire T_0 , así como su presión P_0 y

velocidad Vel_0 la relación de presiones entre los extremos del compresor r_p y la temperatura límite de entrada en la turbina T_3 . Los subíndices para estas cantidades se basan en la notación de la figura 3-29. Como modelo se emplea un ciclo de aire estándar, y la variación de la capacidad térmica específica con respecto a la temperatura se toma en consideración utilizando los datos de las tablas para el aire. Como adición al modelo, se supone que la velocidad de salida del difusor es muy pequeña en comparación con el valor de entrada, y las velocidades se mantienen pequeñas hasta llegar a la tobera de salida. El fluido se expande a través de la tobera hasta la presión ambiente.

El análisis numérico real de un ciclo de turbina de gas empleando datos tabulados sigue el patrón general mostrado mediante los ejemplos anteriores. No obstante, al incluirse el difusor y la tobera en el ciclo, se hacen necesarios tres comentarios. En primer lugar el análisis del difusor comienza con un balance de energía. Como se supone que la velocidad de salida Vel_1 con respecto al difusor es despreciable, el balance de energía muestra que las condiciones a la entrada fijan el valor de h_1 a la salida, y por lo tanto de T_1 , p_{r1} y s_1^0 a la salida del difusor. Luego, la presión de salida P_1 se halla mediante $P_1 = P_0 (P_{r1} / P_{r0})$ o bien mediante $s_1^0 - s_0^0 = -R \ln(P_1 / P_0)$.

En segundo lugar, el análisis de la turbina cambia con respecto a los ejemplos anteriores porque la relación de presiones (P_3 / P_4) entre los extremos de la turbina es desconocida. Sin embargo, para el ciclo total, $w_{T,s} = -w_{C,s} = h_{4s} - h_3$. A partir de esta relación se calcula h_{4s} , y los valores correspondientes de T_{4s} , P_{r4} y s_4^0 se hallan en la tabla para el aire. Como T_3 (la temperatura a la entrada de la turbina) es información conocida, p_{r3} y s_3^0 también son cantidades conocidas. Por lo tanto, la presión a la salida de la turbina P_4 se puede determinar usando los datos de p_r o de s^0 para los estados 3 y 4, como en el cálculo del difusor indicado anteriormente. Por último, como se supone que la presión a la salida de la tobera

es la misma que la presión ambiente, pueden determinarse los valores de p_{r5} o de s_5^0 para la salida de la tobera. Esto a su vez fija los valores de T_{5s} y h_{5s} . Como el cambio de entalpía a través de la tobera en condiciones isentrópicas no se conoce, el cambio de energía cinética se puede hallar a partir de la relación básica de la energía $\Delta EC_s = -\Delta h_{s.}$. Esto a su vez lleva al valor de Vel_5 ya que se supone que Vel_4 es despreciable.

Así, el método para determinar los valores de un ciclo de turbina de gas para un avión no sigue el mismo patrón que para una turbina de gas estacionaria. El ejemplo siguiente muestra cómo efectuar los cálculos descritos antes para un ciclo reversible de propulsión mediante una turbina de gas. Aun cuando se pueden emplear datos de p_r o de s^0 con los cálculos isentrópicos, en el ejemplo que sigue se emplean únicamente datos de p_r .

3.42.2 Análisis de energía de un ciclo irreversible. En la práctica, ocurren irreversibilidades dentro de un motor de turborreactor. El difusor, el compresor, la turbina y la tobera no son isentrópicos. (Además, debe tenerse en cuenta también una caída de presión en el quemador.) Estas irreversibilidades modifican el ciclo básico que se muestra en la figura 3-29, y estas modificaciones se indican en el diagrama Ts de la figura 3-30. Como las irreversibilidades no afectan el análisis de energía del difusor, los estados $1r$ y $1s$

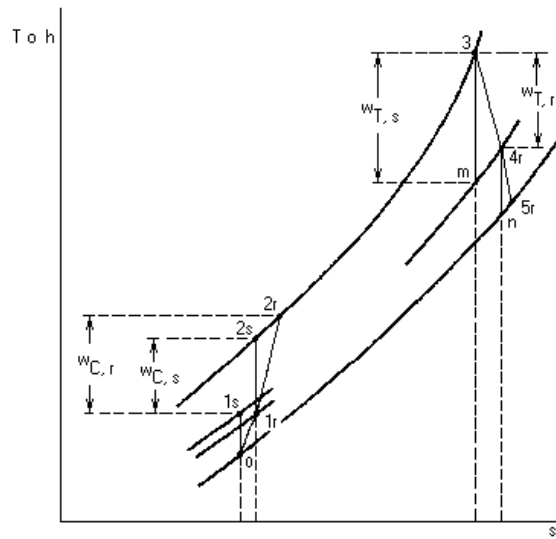


FIGURA 3-30 Diagramas Ts y hs de un motor de turborreactor de funcionamiento irreversible.

Tienen la misma temperatura y la misma entalpía. Sin embargo, el estado $1r$ se encuentra a una presión menor que el estado $1s$, debido a la irreversibilidad. El coeficiente de presión K_p se usa para determinar la elevación real de presión entre los extremos del difusor, y por lo tanto P_{1r} . El análisis de la turbina se basa en el requisito de que $w_{T,r} = w_{C,r} = h_{4r} - h_3$ en el caso irreversible. A partir de esta relación se determina h_{4r} lo mismo que el correspondiente valor de T_{4r} .

Al mismo tiempo $w_{T,s} = w_{Tr} / n_T = h_m - h_3$. La única incógnita en esta expresión es h_m y sabiendo su valor se pueden determinar los valores de T_m, P_m y s_m^0 . Como T_3 (la temperatura a la entrada de la turbina) es un dato, P_{r3} y s_3^0 son cantidades conocidas. Así, la presión $P_m (= P_{4r})$ a la salida de la turbina isentrópica se puede ahora hallar utilizando los datos de P_{r0} o de s^0 para los estados 3 y 4, como en el cálculo para el difusor descrito antes. Por último, si se conocen T_{4r}, P_{4r} y P_5 , un cálculo isentrópico en el que se utilicen datos de P_{r0} de s^0 lleva a T_n y por lo tanto a h_n . Como ahora se conoce el cambio de entalpía entre los extremos de la tobera

en condiciones isentrópicas, el cambio de la energía cinética entre los extremos de la tobera se calcula mediante la relación básica $\Delta EC_s = -\Delta h_s$. Luego se puede hacer uso de la eficiencia de la tobera para determinar el aumento real de la energía cinética y la velocidad real de salida del chorro.

Los siguientes son ejemplos de los cálculos numéricos esbozados anteriormente para un motor de propulsión a chorro de turbina de gas irreversible. De nuevo se utilizan sólo datos de p_r en todos los cálculos.

3.4.2.3 Parámetros de funcionamiento del ciclo. En el análisis de los ciclos de turbinas de gas estacionarias examinamos el efecto de la relación de presiones r_p sobre la producción de trabajo y la eficiencia térmica. Para un ciclo de turbina de gas de avión, es necesario examinar el efecto de la velocidad del aire de entrada y de salida (con respecto al avión) sobre el empuje y la eficiencia. La discusión siguiente se basa en un ciclo de aire estándar, por lo que se desprecia la adición de combustible al gasto másico.

Para un observador en tierra, un avión a chorro realiza trabajo para superar la resistencia al movimiento conocida como arrastre del fluido. Además, un análisis de energía de todo el motor revela que existen términos de entalpía y de energía cinética a la entrada y salida del dispositivo. Por último, se debe incluir un término de calor que dé cuenta de la energía liberada durante la quema del combustible. Para el volumen de control que rodea la máquina en vuelo se puede escribir

$$h_{ent} + EC_{ent} + q_{ent} = h_{sal} + EC_{sal} + w_{sal}$$

En términos de la notación de la figura 34., $h_{entrada} = h_0$ y $h_{salida} = h_5$. Los términos de energía cinética se basan en las velocidades medidas por el observador en tierra. Para el aire quieto, $EC_{entrada} = 0$ y EC_{salida} se basa en la velocidad relativa entre la rapidez del aeroplano y la velocidad de expulsión del chorro. En aire

quieto la velocidad del avión es Vel_0 , por lo que la velocidad relativa de salida medida por el observador es $Vel_5 - Vel_0$. Así, la ecuación anterior se convierte en

$$h_0 + 0 + q_{ent} = h_5 + \frac{(Vel_5 - Vel_0)^2}{2} + w$$

Ahora se desea expresar esta ecuación para w solamente en términos de las velocidades de entrada y salida Vel_0 y Vel_5 .

Los términos de entalpía y el término de calor en esta última ecuación se pueden sustituir haciendo otro análisis de energía del volumen de control que rodea el motor, excepto que en este caso el observador se moverá con el motor. Así las cosas, la ecuación de energía en Flujo estacionario se convierte en

$$h_{ent} + EC_{ent} + q_{ent} = h_{sal} + EC_{sal}$$

o bien

$$h_0 + \frac{Vel_0^2}{2} + q_{ent} = h_5 + \frac{Vel_5^2}{2}$$

Si esta ecuación se resuelve para la cantidad $q_{entrada}$ y el resultado se sustituye en

la ecuación $h_0 + 0 + q_{ent} = h_5 + \frac{(Vel_5 - Vel_0)^2}{2} + w$, entonces

$$w = \frac{Vel_5^2}{2} - \frac{Vel_0^2}{2} - \frac{(Vel_5 - Vel_0)^2}{2} = Vel_0(Vel_5 - Vel_0)$$

Esta ecuación es importante para determinar la eficiencia propulsora del motor, así como el empuje,

El *empuje* desarrollado por el motor se determina a partir de las relaciones para la potencia desarrollada, es decir,

$$P_p = m_a w = FemVel_0$$

Donde: P_p = potencia de propulsión, Fem = fuerza de empuje.

Donde F es la fuerza de empuje que actúa para superar el arrastre del aire. Si la

ecuación $w = \frac{Vel_5^2}{2} - \frac{Vel_0^2}{2} - \frac{(Vel_5 - Vel_0)^2}{2} = Vel_0(Vel_5 - Vel_0)$ se sustituye en la ecuación, $P_p = m_a w = Fem Vel_0$ se halla que

$$Fem = (m_a + m_c)Vel_5 - m_a * Vel_0$$

Donde Vel_5 y Vel_0 se mide con respecto al motor.

Como el trabajo neto desarrollado por un motor de turbó chorro es cero. No es posible definir la eficiencia de un motor de turbó chorro de la misma manera que para motores de turbina de gas estacionario. En lugar de ello, se debe usar la definición general de *eficiencia*, que es la relación entre la salida deseada y la entrada requerida. La entrada deseada de un motor turbo chorro es la *potencia producida* para impulsar el avión P_p , y la entrada requerida es la *energía térmica del combustible* liberada durante el proceso de combustión Q_p . La relación de estas dos cantidades se llama la **eficiencia de propulsividad** y esta dada por

$$N_p = \frac{\text{potencia propulsiva}}{\text{relación de entrada de energía}} = \frac{P_p}{Q_p}$$

La eficiencia propulsividad es una medida de que tan eficientemente la energía liberada durante el proceso de combustión se convierte en energía propulsiva. La parte remanente de la energía liberada aparecerá como la energía cinética de los gases de escape relativa a un punto fijo sobre el suelo y como un aumento en la entalpía del aire que sale de la maquina.

EJEMPLO MATEMÁTICO DEL CICLO DE UNA TURBINA DE AVIÓN

La velocidad de un avión de turboreactor es 280 m/seg , entra una masa de aire $m_a = 3.5 \text{ kg/seg}$ a 0.050 MPas y 250°K . La relación de presiones entre los extremos del compresor es igual a 11, y la máxima temperatura del ciclo es 1400°K , que se obtiene con la quema de un combustible cuyo $PCI = 41000 \text{ kJ/kg}$, la elevación de presión en el difusor es 92% del valor isentrópico, la eficiencia del compresor y la turbina son 84 y 87% respectivamente y la eficiencia de la tobera es 94%., $\Delta P_{2-3} = 0.22 \text{ bar}$

- Calcule T, P, V, P_r, h, S, Ex , en todos los puntos del ciclo.
- Calcule $Vel_5, W_{sc}, W_{cr}, Fem, N_p$.

Solución

En el punto 0 (parte ideal)

Datos conocidos:

$$T_0 = 250^\circ \text{K}, \quad P_0 = 50000 \text{ pas}, \quad Vel_0 = 280 \text{ m/seg}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente a T_0

$$h_0 = 250.05 \text{ kJ/kg}, \quad P_{r0} = 0.7329, \quad S_0^0 = 1.51917$$

Datos calculados

$$S_0 = S_0^0 + 0.00005 - 0.2869 [\ln(P_0/100000)]$$

$$S_0 = 1.718 \text{ kJ/kg}^\circ \text{K}$$

$$Ex_0 = h_0 - 295.17 - 295(S_0 - 1.6852)$$

$$Ex_0 = -54.79 \text{ kJ/kg}$$

$$V_0 = \frac{R * T_0}{P_0}$$

$$V_0 = 1.4345 \text{ m}^3/\text{kg}$$

En el punto 1

Datos calculados

$$h_1 = \frac{Vel_0^2}{2000} + h_0 = \frac{(280)^2}{2000} + 250.05 \Rightarrow h_1 = 289.25 \text{ kJ/kg}$$

$$V_1 = \frac{R * T_1}{P_1} = \frac{286.9 * 289.093}{83089.098} \Rightarrow V_1 = 0.998 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$S_1 = S_1^0 + 0.00005 - 0.2869[\ln(P_1/100000)]$$

$$S_1 = 1.718 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$Ex_1 = h_1 - 295.17 - 295(S_1 - 1.6852)$$

$$Ex_1 = -15.61 \text{ kJ/kg}$$

$$P_1 = P_0 \left(\frac{P_{r1}}{P_{r0}} \right) = 50000 \left(\frac{1.21792}{0.7329} \right) \Rightarrow P_1 = 83089.098 \text{ pas}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente a (h_1)

$$T_1 = 289.093^\circ \text{K}, S_1^0 = 1.6648 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}, P_{r1} = 1.21792$$

En el punto 2

Datos conocidos:

$$S_2 = S_1 = 1.718 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \quad r_p = 11$$

Datos calculados

$$P_2 = r_p * P_1 = 913980.079 \text{ pas}$$

$$P_{r2} = r_p * P_{r1} = 13.39712$$

$$V_2 = \frac{R * T_2}{P_2} = 0.178 \text{ m}^3/\text{kg}, \quad Ex_2 = 269.38 \text{ kJ/kg}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente a (P_{r2})

$$h_2 = 574.313 \text{ kJ/kg}, S_2^0 = 2.35304 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}, T_2 = 568.775^\circ \text{K}$$

En el punto 3

Datos conocidos

$$T_3 = 1400^\circ \text{K}, P_3 = P_2 = 913980.079 \text{ pas}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente a (T_3)

$$h_3 = 1515.42 \frac{kJ}{kg}, P_{r3} = 450.5, S_3^0 = 3.362 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ K}$$

Datos calculados

$$S_3 = 2.7272439 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ K}, Ex_3 = 912.847 \frac{kJ}{kg}, V_3 = 0.4395 \frac{m^3}{kg}$$

En el punto 4

Datos calculados

$$h_4 = h_3 - (h_2 - h_1) = 1230.357 \frac{kJ}{kg}$$

$$P_4 = \frac{P_3}{\left(\frac{P_{r3}}{P_{r4}} \right)} = 419680.175738 \text{ pas}$$

$$S_4 = 2.727 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ K}, Ex_4 = 627.792 \frac{kJ}{kg}, V_4 = 0.7927 \frac{m^3}{kg}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente a (h_4)

$$P_{r4} = 206.86, T_4 = 1159.51^\circ K, S_4^0 = 3.13866 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ K}$$

En el punto 5

Datos conocidos

$$P_5 = P_0$$

Datos calculados

$$P_{r5} = \frac{P_{r4}}{\left(\frac{P_4}{P_5} \right)} = 24.644957$$

$$S_5 = 2.727 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ K}, Ex_5 = 80.085 \frac{kJ}{kg}, V_5 = 3.8521 \frac{m^3}{kg}$$

$$Vel_5 = ((h_4 - h_5)2000)^{\frac{1}{2}}$$

$$Vel_5 = 1046.7 \frac{m}{seg}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente a (P_{r5})

$$h_5 = 682.561 \frac{kJ}{kg}, T_5 = 671.33^\circ K, S_5^0 = 2.528 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ K}$$

Datos adicionales:

Energía cinética de entrada y salida

$$Ec_{ent} = m_a * (Vel_0^2 / 2000) = 137.2kw, \quad Ec_{sal} = (m_a + m_c) * (Vel_5^2 / 2000) = 1961.275kw$$

Cambio de energía cinética

$$\Delta Ec = Ec_{sal} - Ec_{ent} = 1824.075kw$$

Fuerza de empuje

$$Fem = (m_a + m_c)Vel_5 - m_a * Vel_0 \Rightarrow Fem = 2767.54N$$

Potencia de propulsión

$$P_p = \frac{((m_a + m_c) * Vel_5 - m_a * Vel_0) * Vel_0}{1000} = 774.9112kw$$

Trabajo ideal del compresor y su potencia de accionamiento

$$Wsc = h_2 - h_1 = 285.063 \frac{kJ}{kg}, \quad P_{ac} = m_a * Wsc = 997.72kw$$

Trabajo ideal de la turbina y la potencia que entrega

$$Wst = Wsc, \quad P_{et} = m_a (1 + F) * Wst = 1020.622kw$$

Calor cedido por el combustible en la cámara de combustión

$$q_e = h_3 - h_2 = 941.107 \frac{kJ}{kg}, \quad Q_p = (m_a + m_c)h_3 - m_a h_2 = 3415.62kw$$

relación combustible a aire

$$F = \frac{q_e}{PCI} = 0.023$$

Masa de combustible

$$m_c = F * m_a = 0.08 \frac{kg}{seg}$$

Eficiencia de propulsión

$$N_p = \frac{P_p}{Q_p} * 100 = 22.68\%$$

En el punto 0 (parte real)

- los valores de las propiedades termodinámicas en este punto, son iguales a los de la parte ideal

En el punto 1

Datos conocidos

$$K_p = 0.92$$

Datos calculados

$$\Delta P_{0-1} = P_1 - P_0 = 83089.098 - 50000 \Rightarrow \Delta P_{0-1} = 33089.098 \text{ pas}$$

$$P_{1r} = K_p (\Delta P_{0-1}) + P_0 = 80441.97 \text{ pas}$$

$$h_{1r} = \frac{Vel_0^2}{2000} + h_0 = \frac{(280)^2}{2000} + 250.05 \Rightarrow h_{1r} = 289.25 \text{ kj/kg}$$

$$V_{1r} = \frac{R * T_{1r}}{P_{1r}} = 1.031 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$S_{1r} = S_{1r}^0 + 0.00005 - 0.2869 [\ln(P_{1r}/100000)]$$

$$S_{1r} = 1.727 \text{ kj/kg} \cdot \text{K}$$

$$Ex_{1r} = h_{1r} - 295.17 - 295(S_{1r} - 1.6852)$$

$$Ex_{1r} = -18.35 \text{ kj/kg}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente a (h_{1r})

$$T_{1r} = 289.093^\circ \text{K}, S_{1r}^0 = 1.6648 \text{ kj/kg} \cdot \text{K}, P_{r1r} = 1.21792$$

En el punto 2

Datos conocidos:

$$r_p = 11, N_{ic} = 0.84,$$

Datos calculados

$$h_{2r} = h_1 + (h_2 - h_1) / N_{ic} = 628.61 \text{ kj/kg}$$

$$P_{2r} = r_p * P_{1r} = 884861.672 \text{ pas}$$

$$V_{2r} = \frac{R * T_{2r}}{P_{2r}} = 0.2012 \text{ m}^3/\text{kg}, Ex_{2r} = 293.983 \text{ kj/kg}$$

$$S_{2r} = 1.82 \text{ kj/kg} \cdot \text{K}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente a (h_{2r})

$$P_{r2r} = 18.4357, T_{2r} = 620.512^\circ k, S_{2r}^0 = 2.44442 \text{ kJ/kg } ^\circ k$$

En el punto 3

Datos conocidos

$$T_{3r} = 1400^\circ k$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente a (T_{3r})

$$h_{3r} = 1515.42 \text{ kJ/kg}, P_{r3r} = 450.5, S_{3r}^0 = 3.362 \text{ kJ/kg } ^\circ k$$

Datos calculados

$$P_{3r} = P_{2r} - \Delta P_{2-3}$$

$$P_{3r} = 862861.6728 \text{ pas}$$

$$S_{3r} = 2.74375 \text{ kJ/kg } ^\circ k, Ex_{3r} = 907.976 \text{ kJ/kg}, V_{3r} = 0.4655 \text{ m}^3/\text{kg}$$

En el punto 4

Datos conocidos

$$N_{it} = 0.87$$

Datos calculados

$$h_{4r} = h_3 - (h_2 - h_1) / N_{ic} = 1176.059 \text{ kJ/kg}$$

$$h = h_3 - (h_3 - h_{4r}) / N_{it} = 1125.35 \text{ kJ/kg}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente a (h)

$$P_r = 149.047$$

$$P_{4r} = \frac{P_{3r}}{\left(\frac{P_{r3}}{P_r} \right)} = 285476.0127 \text{ pas}$$

$$S_{4r} = 2.7899 \text{ kJ/kg } ^\circ k, Ex_{4r} = 554.9953 \text{ kJ/kg}, V_{4r} = 1.12 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente a (h_{4r})

$$P_{r4r} = 175.237, T_{4r} = 1112.91^\circ k, S_{4r}^0 = 3.09083 \text{ kJ/kg } ^\circ k$$

En el punto 5

Datos conocidos

$$N_{tob} = 0.94, P_5 = P_0$$

Datos calculados

$$S_{5r} = 2.827134 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}, Ex_{5r} = 121.0486 \text{ kJ/kg}, V_{5r} = 4.23 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$P_r = \frac{P_{r4r}}{\left(\frac{P_{4r}}{P_5} \right)} = 30.692$$

Corresponde en la tabla

$$h = 726.091 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta h_{tobr} = N_{tob}(h_{4r} - h) = 0.94(1176.059 - 726.091) \Rightarrow \Delta h_{tobr} = 422.97 \text{ kJ/kg}$$

$$Vel_{5r} = (\Delta h_{tobr} * 2000)^{1/2} = 919.75 \text{ m/seg}$$

$$h_{5r} = h_{4r} - \Delta h_{tobr} = 1176.059 - 422.97 \Rightarrow h_{5r} = 753.089 \text{ kJ/kg}$$

Datos extraídos de la tabla correspondiente a (h_{5r})

$$T_{5r} = 736.903^\circ\text{K}, P_{r5r} = 34.9487, S_{5r}^0 = 2.62822 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$$

Datos adicionales:

Energía cinética real de entrada y salida

$$Ec_{entr} = m_{ar} * (Vel_{0r}^2 / 2000) = 137.2 \text{ kw}, Ec_{salr} = (m_{ar} + m_{cr}) * (Vel_{5r}^2 / 2000) = 1512.415 \text{ kw}$$

Cambio de energía cinética real

$$\Delta Ec_r = Ec_{salr} - Ec_{entr} = 1375.215 \text{ kw}$$

Fuerza de empuje real

$$Fem_r = (m_{ar} + m_{cr})Vel_{5r} - m_{ar} * Vel_0 \Rightarrow Fem_r = 2308.7531 \text{ N}$$

Potencia de propulsión

$$P_{pr} = \frac{((m_{ar} + m_{cr}) * Vel_{5r} - m_{ar} * Vel_0) * Vel_0}{1000} = 646.45 \text{ kw}$$

Trabajo real del compresor y su potencia de accionamiento

$$Wc_r = h_{2r} - h_1 = 339.36 \text{ kJ/kg}, P_{acr} = m_{ar} * Wc_r = 1187.76 \text{ kw}$$

Trabajo real de la turbina y la potencia que entrega

$$Wt_r = Wc_r, P_{etr} = m_{ar}(1 + F_r) * Wt_r = 1213.45 \text{ kw}$$

Calor real cedido por el combustible en la cámara de combustión

$$q_{er} = h_3 - h_{2r} = 886.81 \text{ kJ/kg}, Q_{pr} = (m_{ar} + m_{cr})h_3 - m_{ar}h_{2r} = 3218.56 \text{ kw}$$

relación real de combustible a aire

$$F_r = q_{er} / PCI = 0.02163$$

Masa de combustible real

$$m_{cr} = F_r * m_{ar} = 0.0757 \text{ kg/seg}$$

Eficiencia de propulsión real

$$N_{pr} = \frac{P_{pr}}{Q_{pr}} * 100 = 20.08\%$$

4. LOS RECURSOS DE APOYO EN LA EDUCACIÓN

El alumno como figura central de la educación, es el objeto receptor o motivo de ella, por lo que es a él a quien debe dirigirse todos los intentos facilitadores del aprendizaje. El medio físico, el profesor, los materiales e instrumentos incrementan la rapidez y la efectividad del aprendizaje en la medida en que sean recursos planeados seleccionados, y con características especiales de ajuste a cada caso.

Los recursos de cada apoyo psicopedagógico son medios conducentes a un fin que son la información, creación, interpretación y evaluación de la experiencia.

4.1 LA UTILIZACIÓN DE LOS RECURSOS DIDÁCTICOS

Cada uno de los recursos empleados en la educación tiene sus técnicas de utilización; pero existe sin embargo algunas recomendaciones generales de uso común:

- Los recursos deben constituir una unidad de aprendizaje con los contenidos de la enseñanza.
- Todo material debe ser revisado y comprobado con anterioridad a su utilización en el aula.
- Deben ser manipulados por el estudiante.
- No se deben utilizar demasiados materiales al mismo tiempo.
- El tipo de materiales empleados debe enriquecer las experiencias que se enseñan.
- Los materiales deben estar disponibles cuando y donde se los necesite.
- Deben ser concretos objetivos y técnicamente.

- En una canción de recurso es óptimo para todas las situaciones de aprendizaje, pues cada uno tiene un papel específico, con el fin de lograr mayor eficacia.

5. DISEÑO DEL SIMULADOR DE PROCESOS TERMODINÁMICOS EN UNA TURBINA DE GAS

En este capítulo se propone dilucidar en primer lugar el entorno del material educativo, para continuar luego con el componente educativo propiamente dicho, seguir con el sistema de intercomunicación entre el usuario y el programa y cerrar determinándose el componente computacional.

Es importante anotar que la estructura del diseño del software se basa en los conceptos de la ingeniería del software educativo, expuestos en este documento en el capítulo anterior.

5.1 Entorno de un material educativo computarizado.

Al analizar un sistema educativo computarizado es primordial conocer lo que se puede esperar de él, teniendo en cuenta el tipo de necesidad educativa que se trate de subsanar, la población a la que se dirige, así como los recursos y limitaciones que son aplicables a su uso.

5.1.1 La población objetivo. Este software está dirigido a estudiantes y profesores universitarios que presenten inquietudes relacionadas con la evaluación de los ciclos de potencias (Ciclos Brayton).

5.1.2 Áreas de contenido. El software se basa en la evaluación de los Ciclos Brayton, dentro de los cuales encontramos una diversidad de estos tales como:

- Ciclo Brayton Básico Ideal.
- Ciclo Brayton Básico Real.
- Ciclo Brayton Con Regeneración ideal.

- Ciclo Brayton Con Regeneración Real.
- Ciclo Brayton Con Interefrigeramiento Ideal.
- Ciclo Brayton Con Interefrigeramiento Real.
- Ciclo Brayton Con Recalentamiento Ideal.
- Ciclo Brayton Con Recalentamiento Real.
- Ciclo Brayton Con Interefrigeramiento y Ciclo Brayton Con Recalentamiento Ideal.
- Ciclo Brayton Con Interefrigeramiento y Ciclo Brayton Con Recalentamiento Real.
- Ciclo Turbina de Avión Ideal.
- Ciclo Turbina de Avión Real.

5.1.3 Necesidad educativa. Este software se realizó con el propósito de facilitar dentro del proceso de enseñanza – aprendizaje, la determinación y evaluación de los Ciclos Brayton. Esto surge debido a las fallas encontradas en los estudiantes en el dominio de tablas, gráficas para determinar las propiedades en cada una de las entradas y las salidas de los diferentes elementos componentes del ciclo.

5.1.4 Limitaciones y recursos para el usuario. Este software puede ser utilizado tanto en el contexto académico, en el aula de clases, o de manera individual.

Las delimitaciones del simulador son de tipo cualitativos y son las siguientes:

El software será estrictamente de uso académico. Su utilización a nivel industrial no es apropiada debido a que no abarca todos los elementos que contienen las grandes plantas regeneradoras.

El simulador solo contiene el marco contextual requerido en termodinámica.

El software esta apropiado para los equipos actuales de computación y sistemas con que se cuenta comercialmente.

5.1.5 Equipo y soporte logístico requerido. Para desarrollar el software propuesto se requiere que el computador contenga el sistema operativo Windows 98.

Para la correcta ejecución de este producto y de realización del proyecto de grado son necesarias las siguientes especificaciones:

- Microsoft Windows 98 o superior.
- Un computador con procesador de 1.0 Khz
- Un ratón
- Una unidad de CD ROM
- Memoria Ram de 256 mega bites

5.1.6 Documentación del simulador El simulador viene acompañado de un manual donde el usuario podrá recurrir para un buen manejo del software.

6. COMPONENTE EDUCATIVO.

El corazón de un ambiente educativo informático esta en los ingredientes educativos que subyacen al diseño. Interesa entonces definir la estrategia didáctica escogida, considerando la forma como se procura llegar al conocimiento y el sistema de motivación que se pretenda utilizar.

La exploración del siguiente conjunto de variables ayuda a determinar el componente educativo

6.1 Objetivo terminal. Esperamos que los estudiantes que tengan acceso al programa puedan observar y analizar cada uno de los cambios que se producen en los ciclos.

6.2 Aprendizaje requerido. Para que el uso del simulador sea exitoso se presupone que el educando domina los temas de la termodinámica, al igual que conozca los ciclos y de la interpretación de las siguientes graficas

6.3 Adquisición de conocimientos. La forma como se pretende prever el conocimiento es por medio de la observación con el propósito de que se descubra y se llegue al conocimiento.

7. COMPONENTES DE COMUNICACIÓN.

La interacción entre el usuario y el software se dará a través de los dispositivos de entrada y salida, sistemas previstos para que el usuario exprese sus decisiones al computador.

Los periféricos que debe utilizar el usuario para indicar al usuario sus decisiones o instrucciones son: interfaces de entrada e interfaces de salida.

7.1 Interfaz de entrada. Dentro de los dispositivos de entrada de los datos se realizara por medio de:

- **Pantalla:** Este elemento es indispensable para la comunicación entre el usuario y el programa. En la pantalla se presentaran los temas respectivos para el estudio. El diseño de cada pantalla se procuro que guardara organización y estética.
- **Impresora:** Este elemento permite al estudiante permitir los resultados que arroja al programa, al igual que la realización de las gráficas.

7.2 Contexto Socio-Cultural: el programa esta diseñado para ser utilizado por los estudiantes universitarios que hablen y comprendan el idioma español.

8. CONCLUSIONES

El software llamado “SIMULADOR DE LOS CICLOS DE POTENCIA DE UNA TURBINA DE GAS” presentado en esta tesis, cumple con las normas necesarias para que los estudiantes de la facultad de ingeniería mecánica de la Corporación Universitaria Tecnológica de Bolívar puedan conocer y realizar las prácticas correspondientes para la solución de problemas establecidos en los libros de termodinámicas.

El diseño del software para la simulación de los ciclos termodinámicos de potencia caso ciclo Brayton es una obra de ingeniería mecánicas, que necesita la aplicación correcta de esta ingeniería para cumplir con el objetivo.

Con este software la Corporación Universitaria Tecnológica de Bolívar tiene a su disposición una herramienta computacional de gran ayuda para estudiantes y profesores en el momento que requieran resolver algún problema de ciclos Brayton o simplemente estudiarlo.

La importancia de este software radica en que los estudiantes del área de las termodinámicas podrán aclarar conceptos o dudas, reforzar sus conocimientos o resolver problemas de ciclo Brayton. Además los profesores podrán usar esta herramienta para verificar la correcta solución de un problema de ciclos Brayton.

La elaboración de este trabajo de grado conllevó a una serie de investigaciones que nos dejó como resultado una enseñanza profunda y clara sobre ciclos de potencias de turbinas de gas, en especial el de Brayton, así como en herramientas de desarrollo computacional como (Visual Basic, Power Point, Word, Internet, etc.), esencialmente en el desarrollo del programa.

BIBLIOGRAFÍA

Cengel, Yunus A Y Boles Michal A. Termodinámica, 2da ed. Mexico: McGraw-Hill. 1996 Pag 449-520.

Cornell, Gary. Manual del Visual BASIC 5.0 para Windows 98. 3 ed. España: MacGraw-Hill, 1999. 800 p.

Correa, Guillermo. Desarrollo de algoritmos y sus aplicaciones en BASIC, pascal, cobol. 2 ed. Bogota: Marcombo, 1992. 350 p.

Galvis, Alvaro. Ingeniería de Software Educativo. 3 ed. Sta Fe de Bogotá: MacGraw-Hill, 1994. 400 p.

Granet, Irving. Termodinámica. 2 ed. México: McGraw-Hill, 1998. 842 p.

Heyman, Mark. La esencia de Visual BASIC 5.0 3 ed. México: McGraw-Hill, 1995. 420 p.

Mataix, Claudio. Turbómaquinas Térmicas, turbinas de vapor turbinas de gas turbo compresores, 3 ed. Madrid: Noriega Editores. Pag 37-78; 713-768

Pressman, Roger. Ingeniería del Software, un enfoque practico. 3 ed. Madrid: Prentice Hall, 1993. 696 p

Senn, James. Análisis y diseño de sistemas de información. 2 ed. México: McGraw-Hill, 1992 760 p.

Wark, Kenneth, Termodinámica. 5ed.Mexico. Mcgraw -Hill. Pag 205-230; 624-664.